



Titre: Ajustement automatique des paramètres de coupe pour l'obtention de stabilité dynamique en usinage
Title:

Auteur: Ricardo Tabet
Author:

Date: 2012

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Tabet, R. (2012). Ajustement automatique des paramètres de coupe pour l'obtention de stabilité dynamique en usinage [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/1016/>
Citation:

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/1016/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Marek Balazinski, & René Mayer
Advisors:

Programme: Génie mécanique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

AJUSTEMENT AUTOMATIQUE DES PARAMÈTRES DE COUPE POUR
L'OBTENTION DE STABILITÉ DYNAMIQUE EN USINAGE

RICARDO TABET

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)

DÉCEMBRE 2012

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

AJUSTEMENT AUTOMATIQUE DES PARAMÈTRES DE COUPE POUR
L'OBTENTION DE STABILITÉ DYNAMIQUE EN USINAGE

présenté par : TABET Ricardo

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. LAKIS Aouni A., Ph.D., président

M. BALAZINSKI Marek, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. MAYER René, Ph.D., membre et codirecteur de recherche

Mme ROSS Annie, Ph.D., membre

DÉDICACE

À ma famille pour leurs encouragements et leur confiance.

À mon épouse pour sa présence, sa compréhension et pour la motivation qu'elle m'a fournie.

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, j'aimerais remercier mon entreprise de m'avoir permis de réaliser cette étude dans ses installations et pour son soutien financier. Particulièrement, Pierre-Olivier Therrien, Luc Dionne et Éric Guénard pour leur confiance et Yvon Breton pour son précieux apport technique.

J'aimerais également remercier mon directeur Marek Balazinski pour son soutien et ses conseils ainsi que mon co-directeur René Mayer. De plus, j'aimerais souligner l'apport du Professeur Hisham Kishawy de l'*University of Ontario Institute of Technology* pour sa collaboration à travers ses étudiants Eugene Mak et Amirmohammad Ghandehariun et finalement, une mention spéciale au Professeur Yusuf Altintas de l'Université de la Colombie-Britannique pour sa contribution technique de grande qualité.

RÉSUMÉ

L'usinage à grande vitesse possède comme principale limitation la stabilité dynamique de l'action de coupe pouvant engendrer des usures prématurées de la broche de la machine et des outils de coupe, des bris d'outils ainsi que des erreurs dimensionnelles sur la composante usinée. Ce phénomène est connu dans la littérature sous le nom de broutage (*chatter*) et se traduit comme étant des vibrations auto-excitantes. Ce mémoire présente une approche appliquée à des environnements de production permettant d'éliminer en temps réel l'apparition du broutage dans l'usinage des alliages d'aluminium aéronautiques avant que ses effets néfastes puissent survenir. Un algorithme de contrôle est développé permettant de détecter le broutage à l'aide d'un microphone et en effectuant une analyse spectrale du signal capturé. L'analyse permet de cibler précisément la fréquence à laquelle le broutage se produit et par conséquent, la vitesse de rotation de la broche est modifiée afin de faire coïncider la fréquence de passage de dent à cette fréquence de broutage détectée. De plus, une nouvelle vitesse d'avance est également déterminée afin de garder l'épaisseur du copeau constant et dans les limites physiques de ce que l'outil de coupe peut atteindre. Ces nouveaux paramètres sont ensuite envoyés au contrôleur de la machine sous la forme d'une commande grâce à une interface de communication entre un ordinateur externe et le contrôleur. Plusieurs essais expérimentaux furent effectués pour valider l'efficacité de détection du broutage et également pour démontrer la capacité de l'éliminer. Des essais de coupe à de grandes vitesses sont réalisés, soit entre 15 000 et 33 000 RPM, afin de refléter des conditions d'usinage réelles de production de composantes aéronautiques.

ABSTRACT

High speed machining has as principal limitation the dynamic stability of the cutting action which can generate premature wear of the machine spindle and the cutting tool, tool breakage and dimensional errors on the machined part. This phenomenon is known in the literature as chatter and is defined as being self-excited vibrations. This master thesis presents an approach applicable to manufacturing environments that allows eliminating chatter in real time during machining of aerospace aluminum alloys before the damaging effect can occur. A control algorithm is developed in order to detect chatter using a microphone and by analyzing the audio signal in the frequency domain. The analysis allows determining precisely the frequency at which the chatter occurs and therefore, the spindle speed is adjusted in order to make the tooth passing frequency equal to the detected chatter frequency. Also, a new feedrate is determined by keeping a constant chip load and within the physical limits of the cutting tool. The new cutting parameters are then sent out to the machine controller as a command using a communication interface between an external computer and the controller. Multiples experimental tests were conducted to validate the effectiveness to detect and suppress chatter. High speed machining tests, between 15 000 and 33 000 RPM, were performed in order to reflect real conditions for aerospace components manufacturing.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	III
REMERCIEMENTS	IV
RÉSUMÉ	V
ABSTRACT.....	VI
TABLE DES MATIÈRES	VII
LISTE DES TABLEAUX	IX
LISTE DES FIGURES	X
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XII
LISTE DES ANNEXES	XIII
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE.....	2
1.1 Détection du <i>chatter</i>	2
1.2 Élimination du <i>chatter</i>	5
CHAPITRE 2 PRINCIPES DE STABILITÉ EN USINAGE	7
2.1 Modélisation de l'interaction outil-pièce	7
2.2 Types de vibrations	8
2.3 <i>Chatter</i> régénératif	9
2.4 Lobes de stabilité	14
CHAPITRE 3 LIMITES DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE	18
3.1 Facteur de temps	18
3.1.1 Tests d'impact.....	18
3.1.2 Analyse et génération des lobes de stabilité	18
3.1.3 Validation par essais de coupe.....	19

3.1.4	Documentation	19
3.2	Variation des lobes dans le temps	20
3.3	Variation de la forme des lobes entre des machines identiques	23
CHAPITRE 4 FORMULATION DE LA SOLUTION PROPOSÉE		26
4.1	Acquisition du signal audio	26
4.2	Analyse fréquentielle du signal audio	28
4.3	Calcul des nouveaux paramètres de coupe.....	31
4.4	Envoi de commande au contrôleur de la machine	33
CHAPITRE 5 ESSAIS EXPÉRIMENTAUX		35
5.1	Montage expérimental.....	35
5.2	Phase 1 – Seuil de détection du <i>chatter</i>	37
5.3	Phase 2.....	38
5.3.1	Test no. 1	39
5.3.2	Test no. 2	44
5.4	Phase 3.....	48
5.4.1	Test no. 1	48
5.4.2	Test no. 2	52
5.4.3	Test no. 3	55
5.4.4	Test no. 4	59
CONCLUSION		63
RÉFÉRENCES.....		65
ANNEXES		67

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 5.1: Fini de surface Ra des différents essais de coupe	37
Tableau 5.2: Caractéristiques des outils de la phase 2	38
Tableau 5.3: Conditions d'usinage des outils du test 1	39
Tableau 5.4: Caractéristiques des outils de la phase 2	48
Tableau 5.5. Sommaire des tests de la phase 2	62

LISTE DES FIGURES

Figure 2-1: Forces à l'interaction outil-pièce	7
Figure 2-2: Décalage de phase ε , variation de l'épaisseur du copeau	9
Figure 2-3: Chatter régénératif en coupe orthogonale	10
Figure 2-4: Oscillations de vibrations	13
Figure 2-5: Lobes de stabilité	15
Figure 2-6: Montage expérimental pour l'analyse modale	16
Figure 3-1: Variation de la fonction de transfert dans le temps	20
Figure 3-2: Variation des lobes de stabilité dans le temps	22
Figure 3-3: Variation de la fonction de transfert entre machines identiques	24
Figure 3-4: Variation des lobes de stabilité entre machines identiques	25
Figure 4-1: Diagramme de contrôle de la solution proposée	26
Figure 4-2: Signal audio dans le domaine temporel, fraise à 2 dents coupantes, 30 000 RPM	27
Figure 4-3: Spectre de fréquences du signal audio, fraise à 2 dents coupantes, 30 000 RPM	28
Figure 4-4: Signal audio temporel avec présence de chatter	29
Figure 4-5: Spectre fréquentiel du signal avec présence de chatter	30
Figure 4-6: Graphique polaire de la fonction de transfert	32
Figure 5-1: Montage expérimental	36
Figure 5-2: Montage PC avec carte d'acquisition	37
Figure 5-3: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 1	39
Figure 5-4: Signal audio de la condition 1.1	40
Figure 5-5: Spectre de fréquences de la condition 1.1	40
Figure 5-6: Signal audio de la condition 1.2	41
Figure 5-7: Spectre de fréquences de la condition 1.2	42

Figure 5-8: Spectre de fréquences du bruit ambiant de la condition 1.2	42
Figure 5-9: Signal audio de la condition 1.3.....	43
Figure 5-10: Spectre de fréquences de la condition 1.3	44
Figure 5-11: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 2	44
Figure 5-12: Signal audio de la condition 2.1	45
Figure 5-13: Spectre de fréquences de la condition 2.1	45
Figure 5-14: Signal audio de la condition 2.2.....	46
Figure 5-15: Spectre de fréquences de la condition 2.2	46
Figure 5-16: Signal audio de la condition 2.3.....	47
Figure 5-17: Spectre de fréquences de la condition 2.3	47
Figure 5-18: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil no.3	49
Figure 5-19: Spectre de fréquences de la condition 3.1	50
Figure 5-20: Spectre de fréquences de la condition 3.2	52
Figure 5-21: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil no.4	53
Figure 5-22: Spectre de fréquences de la condition 4.1	54
Figure 5-23: Spectre de fréquences de la condition 4.2	55
Figure 5-24: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 5.....	56
Figure 5-25: Spectre de fréquences de la condition 5.1	57
Figure 5-26: Spectre de fréquences de la condition 5.2	58
Figure 5-27: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 6.....	59
Figure 5-28: Spectre de fréquences de la condition 6.1	60
Figure 5-29: Spectre de fréquences de la condition 6.2	62

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

CN	Commande Numérique
FFT	Fast Fourier Transform
FFTW	Fast Fourier Transform in the West
MIT	Massachusetts Institute of Technology
MOCN	Machine-Outil à Commande Numérique
MSMQ	Microsoft Message Queue
O-PO-B	Outil-Porte-Outil-Broche
RPM	Révolution Par Minute
USB	Universal Serial Bus
WinSock	Windows Socket

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE 1 – Représentations graphique des outils de coupe

ANNEXE 2 – Sommaire de tous les essais effectués

INTRODUCTION

L'industrie manufacturière actuelle est en constante recherche de nouvelles façons de faire afin de réduire au maximum les coûts de production et de maximiser leur productivité dans le seul et unique but d'obtenir un avantage concurrentiel vis-à-vis leurs concurrents. Ainsi, l'émergence de l'usinage à grande vitesse dans les dernières années permet un taux d'enlèvement de matière des bruts d'usinage nettement supérieur à l'usinage conventionnel grâce à des vitesses d'avance et de fréquences de rotation dix à quinze fois supérieures.

Cependant, le taux d'enlèvement de matière à des vitesses élevées est limité par la stabilité dynamique du procédé, particulièrement lors de l'interaction entre l'outil de coupe et le matériau. Les efforts de coupe élevés présents à cette interaction génèrent une certaine déflexion de l'outil de coupe et peuvent, selon certaines conditions, générer de l'instabilité visible à travers la vibration de l'outil. Ce phénomène d'auto-excitation de l'outil est connu sous le nom de broutage (*chatter*). Cela engendre des problèmes tels que de mauvais finis de surface, l'usure prématurée des outils de coupe et de la broche de la machine-outil à commande numérique (MOCN), un environnement de travail bruyant ainsi qu'une réduction de la précision dimensionnelle de la pièce. Pour des fins de popularité dans la littérature, le terme *chatter* sera utilisé pour désigner le broutage dans cet ouvrage.

Le but de cette étude est donc de présenter une méthode de contrôle automatique du phénomène de *chatter* en temps réel. Il s'agit d'une méthode pratique adaptée pour l'industrie permettant principalement de contrer les effets de vieillissement et d'usure des broches des MOCN ainsi que la différence dynamique des machines identiques. Le concept consiste en l'ajustement des paramètres de coupe, soit la vitesse de rotation et la vitesse d'avance, afin de garder en tout temps l'action de coupe dans le domaine de la stabilité.

Dans les sections qui suivent, on retrouvera tout d'abord une présentation des différentes recherches effectuées au cours des dernières années dans le domaine du contrôle de vibration en cours d'usinage. Ensuite, une explication théorique du phénomène de *chatter* sera présentée ainsi que les motivations de ce mémoire. La méthodologie utilisée dans le cadre de cette étude sera par la suite détaillée. Finalement, les expérimentations effectuées, les résultats obtenus ainsi que l'analyse de ces derniers précéderont la conclusion qui clôturera ce rapport.

CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente les multiples études traitant de *chatter* et des différentes méthodes pour éliminer ou contrôler celui-ci. Ce domaine de recherche est très actif depuis déjà plus de 50 ans, mais c'est surtout depuis l'introduction de l'usinage à grande vitesse que ce phénomène est devenu problématique pour l'industrie manufacturière. Ainsi, les centres de recherche et les universités collaborent activement avec les industries pour le développement de solutions efficaces vis-à-vis ce problème. Certaines solutions présentent des concepts de contrôle ou d'élimination hors ligne, c'est-à-dire avant ou après l'action de coupe alors que d'autres utilisent différents capteurs afin de présenter des méthodes de contrôle en cours d'usinage, soit en ligne.

La première section de ce chapitre présente différentes méthodes de détection de *chatter*. Avant de pouvoir contrôler ou éliminer la vibration, il faut être en mesure de bien l'identifier. Ensuite, la seconde section expose les concepts élaborés par différents chercheurs afin de réduire, éliminer ou contrôler le *chatter*.

1.1 Détection du *chatter*

Le développement des connaissances théoriques du phénomène de *chatter* au cours des dernières années mena à différentes méthodes permettant de détecter la présence d'instabilité en cours d'usinage. Delio, Tlustý et Smith [1] firent la comparaison entre différents capteurs, soit l'accéléromètre, la table dynamométrique ainsi que le microphone, afin d'évaluer l'efficacité de chacun à identifier la présence de *chatter*. En effectuant des tests de coupe et en enregistrant la force, le déplacement ainsi que la pression sonore, ils ont comparé le signal obtenu dans le cas des trois capteurs. Ils observèrent un signal provenant du microphone possédant moins de bruit que les signaux provenant du dynamomètre et de l'accéléromètre. Ils conclurent que le microphone était le plus adéquat étant donné sa capacité à identifier les vibrations provenant de n'importe quelle composante de la machine et dû à n'importe quel mode vibratoire. Cependant, ses limitations sont au niveau de l'isolation requise du micro afin de préserver la qualité du signal. Le dynamomètre possède quant à lui une faible réponse à des fréquences supérieures à 1000 Hz alors que la plage de fréquences cible peut atteindre 10 000 Hz. Par contre, avec les avancements technologiques en termes d'instrumentation depuis la publication de cette étude, des

tables dynamométriques possédant une bande passante adéquate sont maintenant disponibles. Un inconvénient majeur du dynamomètre réside surtout au niveau de la modification de la table de travail pour son installation. De plus, la géométrie des pièces est limitée par la géométrie de la table dynamométrique. Dans le cas de l'accéléromètre, il nécessite une connaissance approfondie de la dynamique de la machine afin de ne pas le localiser à un endroit où se trouve un nœud modal de la structure. Dans un contexte industriel, cette limitation est très importante car seuls les fabricants de la machine ont une connaissance exacte du comportement dynamique de leur produit. Ainsi, les auteurs détectent le *chatter* en analysant le signal temporel acquis avec le microphone dans le domaine fréquentiel à l'aide d'une transformation de Fourier (FFT). La présence d'une fréquence près de la fréquence naturelle du système et étant autre que la fréquence de vitesse de la broche et de ses harmoniques constitue la fréquence de *chatter*. Tarng et Li [2] utilisèrent une approche similaire en utilisant le dynamomètre au lieu du microphone en restant dans un domaine de fréquence inférieur à 1000 Hz. Altintas et Chan [3] utilisèrent également le microphone comme capteur de vibration. En obtenant le spectre de fréquence du signal audio, la présence de *chatter* est identifiée lorsque l'amplitude maximale est supérieure à l'amplitude moyenne du spectre à basse fréquence d'un facteur supérieur à facteur de référence non détaillée dans l'article. La basse fréquence est considérée être inférieure à 300 Hz alors que le *chatter* attendu est entre 300 et 1800 Hz en fonction des outils de coupe et de la machine utilisée pour les tests.

Liao et Young [4] étudièrent le spectre fréquentiel du signal acquis d'un dynamomètre et ont démontré la présence de *chatter* lorsque l'intensité d'une fréquence autre que la fréquence de rotation de la broche et de la fréquence de passage de la dent dépasse une valeur critique établie par les auteurs. Cependant, une fréquence d'échantillonnage de 1000 Hz est utilisée, impliquant donc une fréquence recherchée de maximum 500 Hz. Pour leur part, Soliman et Ismail [5] détectent la présence de *chatter* à l'aide d'un indicateur statistique appelé *R-Value*. Il s'agit de la racine du ratio des moyennes carrées des composantes à haute fréquence du signal sur les composantes à basse fréquence. Le filtre passe-bas est établi avec une fréquence de coupure de 100 Hz. À l'aide d'un dynamomètre ayant une réponse en fréquence de 640 Hz et d'un système d'acquisition, les efforts de coupe sont obtenus en cours d'usinage à des vitesses inférieures à 1000 RPM. Une FFT est calculée pour déterminer les composantes fréquentielles et ainsi calculer

le *R-Value*. Leurs expériences ont démontré qu'un *R-Value* entre 0.27 et 0.35 indique une action de coupe sans *chatter* mais que pour des raisons conservatives, ils fixent l'indicateur à 0.2.

Une autre méthode statistique est proposée par Schmitz *et al.* [6]. Il s'agit de l'évaluation de la variance statistique du signal audio échantillonné une fois par révolution en tant qu'indicateur de *chatter*. Cela signifie que le signal audio est échantillonné une fois à chaque révolution complète de la broche et la variance du signal est étudiée. Une paire de capteurs capacitifs orthogonaux est utilisée pour mesurer les déplacements du bout de l'outil en X et Y. Ainsi, il est montré qu'en cours de coupe stable, les déplacements en X et Y du bout de l'outil de coupe ont un comportement quasi périodique. Cela génère donc une série de points regroupés dans le plan de coupe X-Y. Dans le cas d'une coupe instable, la distribution de points est elliptique, indiquant un déplacement quasi périodique ayant deux fréquences présentes, soit la fréquence de *chatter* et la fréquence de passage de la dent. Lorsque la variance atteint sept fois la variance de référence d'une coupe stable, il y a présence de *chatter*. Cette méthode possède l'avantage de détecter le *chatter* avec peu de calculs et sans analyse fréquentielle. Cependant, elle ne permet pas de connaître la fréquence à laquelle le *chatter* se produit.

Liang *et al.* [7] utilisent quant à eux la puissance du spectre fréquentiel ainsi que l'énergie vibratoire moyenne comme indicateurs à l'aide d'un accéléromètre. Leurs expériences montrent la présence de *chatter* lorsque le niveau d'énergie moyen atteint trois fois le niveau d'une coupe de référence stable et lorsque l'amplitude spectrale maximale dépasse la valeur de référence établie à dix. La sévérité du *chatter* est déterminée à l'aide d'un système de logique floue. Finalement, Ismail et Ziaei [8] utilisent l'émission acoustique comme indicateur de *chatter*. Un niveau sonore inférieur à 8 dB indique une coupe stable, entre 8 et 12 dB implique une présence de *chatter* modéré alors qu'un niveau supérieur à 12 dB signifie un niveau de *chatter* sévère. Cette méthode est avantageuse car aucune analyse fréquentielle n'est requise mais encore une fois, aucune information sur la fréquence de *chatter* n'est disponible sans effectué des calculs supplémentaires.

1.2 Élimination du *chatter*

Les techniques d'élimination de *chatter* peuvent être appliquées en cours d'usinage, donc automatisées, ou hors ligne. Une des méthodes populaires hors ligne est l'analyse modale expérimentale afin d'obtenir les lobes de stabilité du montage outil-porte-outil-broche (O-PO-B). Altintas et Budak [9] proposent une approche analytique permettant de définir graphiquement une combinaison de vitesse de rotation et de profondeur de coupe optimale et stable. Ces lobes sont déterminés à partir de la fonction de transfert du montage O-PO-B à l'interface entre l'outil et la pièce. Cette dernière est obtenue à l'aide d'une analyse modale en se servant d'un marteau d'impact, d'un accéléromètre placé sur le bout de l'outil positionné dans la broche de la machine. Cela s'avère une méthode rapide et efficace afin de déterminer de bons paramètres de coupe sans avoir à utiliser une méthode d'essais et erreurs. Cependant, un inconvénient de cette technique est la variation des lobes dans le temps en fonction de l'usure de la broche et de l'outil de coupe. Cela sera expliqué en détails dans le chapitre 3.

D'autre part, on retrouve les techniques plus automatisées telle la variation continue de la vitesse de rotation, les systèmes flous, la technique de rampe et l'analyse spectrale. Al-Regib *et al.* [10] proposent une méthode de variation sinusoïdale de la vitesse de rotation. Lorsque la vibration est détectée, une commande de vitesse sinusoïdale est envoyée au contrôleur afin d'éliminer la régénération des ondulations. Les essais expérimentaux ont été réalisés pour des opérations de tournage à de très basses vitesses, soit à 600 RPM. Cette technique ne serait probablement pas réalisable à des vitesses aussi élevées que 33 000 RPM car la puissance disponible de la broche ne serait pas suffisante pour accepter des variations aussi élevées sans interrompre la coupe.

Liang *et al.* [7] ont proposé des méthodes de correction basées sur la logique floue. Une fois le *chatter* détecté, un système flou détermine la sévérité du *chatter* et propose une augmentation ou réduction de la vitesse de rotation afin d'éliminer l'instabilité. Une dernière méthode est proposée par Soliman et Ismail [5] ainsi que Ismail et Ziaei [8]. Elle consiste en la technique de rampe de la vitesse de rotation. En présence de vibration, la vitesse de rotation est augmentée selon un taux établi jusqu'à l'obtention de conditions de coupe stables. La vitesse de rampe maximale est établie à 30 RPM/sec en raison des limitations physiques de la machine utilisée lors des

expérimentations alors que le minimum est établi à 6 RPM/sec. La vitesse de rampe est choisie en fonction de certaines conditions :

- Si le *R-Value* est supérieur à 0.2 et que sa pente est positive, le taux de rampe maximal est déployé
- Si le *R-Value* est supérieur à 0.2 et que sa pente est négative, le taux de rampe minimal est déployé.
- Si le *R-Value* est inférieur à 0.2, aucune action n'est prise.

Pour résumé la revue de littérature présentée, les éléments importants à considérer sont les suivants :

- Minimiser le nombre de capteur pour la détection de *chatter*, soit un seul si possible.
- Le microphone s'avère être le capteur le plus adéquat pour la détection de *chatter*.
- La méthode de variation continue de la vitesse ne semble pas applicable pour de hautes vitesses.
- L'analyse spectrale par FFT pour la détection de *chatter* a démontré son efficacité et semble être la plus utilisée.

CHAPITRE 2 PRINCIPES DE STABILITÉ EN USINAGE

2.1 Modélisation de l'interaction outil-pièce

Engin et Altintas [16] présentent un modèle général pour le fraisage en fonction de la géométrie de l'outil de coupe. On y retrouve modélisé les efforts présents entre l'outil de coupe et la pièce.

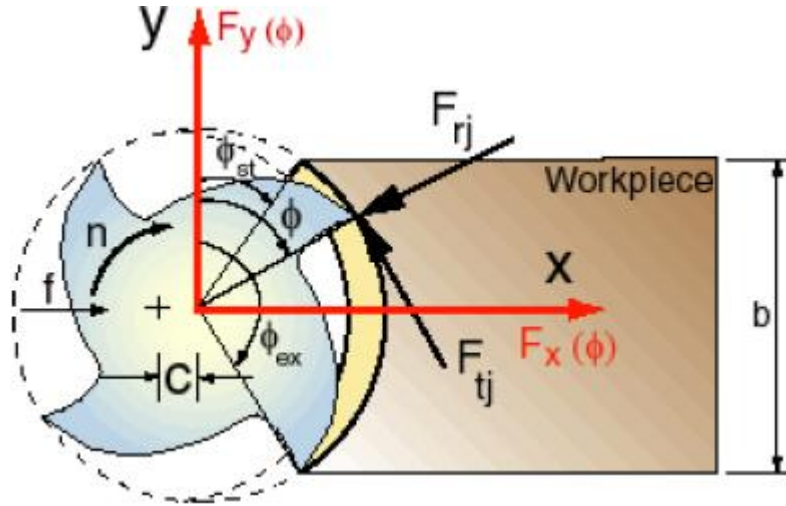


Figure 2-1: Forces à l'interaction outil-pièce

Altintas, Y. (2005). *Principles of Machining Engineering and Practice Part I : Mechanics of cutting*. Notes de cours, Université de la Colombie-Britannique

Sur la figure 2-1, f représente la vitesse d'avance, n la vitesse de rotation, c l'avance par dent, ϕ l'angle d'immersion instantané, ϕ_{st} et ϕ_{ex} représentent respectivement l'angle d'entrée et de sortie de la dent, F_{rj} et F_{tj} sont la force radiale et tangentielle de la dent en contact avec le matériau et finalement, F_x et F_y représentent la force d'avance et la force normale. Ainsi, pour chaque dent en contact avec le matériau, on obtient une force radiale F_{rj} ainsi qu'une force tangentielle F_{tj} . La force selon la direction d'avance F_x ainsi que la force normale F_y sont obtenues de la façon suivante :

$$F_x = \sum_{j=1}^z F_{xj} = \sum_{j=1}^z -F_{tj} \cos \phi - F_{rj} \sin \phi \quad (2.1)$$

$$F_y = \sum_{j=1}^z F_{yj} = \sum_{j=1}^z F_{tj} \sin \phi - F_{rj} \cos \phi \quad (2.2)$$

où z est le nombre de dents de l'outil de coupe.

Les forces radiales et tangentielles sont calculées à partir des équations 2.3 et 2.4.

$$F_t = K_{tc}bh(\phi) + K_{te}b \quad (2.3)$$

$$F_r = K_{rc}bh(\phi) + K_{re}b \quad (2.4)$$

où $h(\phi) = c \sin \phi$ correspond à l'épaisseur du copeau, b la largeur de coupe et K_{tc} , K_{te} , K_{rc} ainsi que K_{re} sont les constantes d'efforts de coupe déterminées expérimentalement.

La section qui suit explique les différents types de vibration présents en cours d'usinage et détaillera plus spécifiquement la nature du *chatter*.

2.2 Types de vibrations

On retrouve deux types de vibrations lors de l'usinage, les vibrations forcées ainsi que les vibrations auto-excitées (*chatter*). Les vibrations forcées proviennent du contact périodique de l'outil de coupe avec le matériau. La fréquence de vibration est donc la même que la fréquence périodique de passage d'une dent de l'outil dans le matériau. Pour des mêmes conditions de coupe, l'amplitude de vibration, proportionnelle à la force appliquée, reste constante et n'augmente que lorsque la fréquence de vibration se rapproche de la fréquence naturelle du système qui est alors en résonance.

Les vibrations auto-excitées sont le résultat d'un mécanisme d'auto excitation lors de la génération de copeaux en usinage. Un des modes vibratoires du système MOCN et/ou de la pièce est donc excité par les efforts de coupe. Le phénomène d'auto excitation est causé soit lorsqu'il y a présence de vibrations dans deux directions du plan de coupe (couplage des modes) ou lorsqu'il y a une différence de phase (ϵ) (figure 2-2) entre les oscillations de surface de la coupe actuelle et précédente (régénération). Cela résulte en une variation de l'épaisseur du copeau et en une fréquence de vibration avoisinante une des fréquences naturelles du système. Le *chatter* représente la limitation principale pour l'obtention d'un taux d'enlèvement de matière élevé en usinage à grande vitesse. Il engendre de mauvais fini de surface de la pièce, des usures

prématurées des outils de coupe et des broches des MOCN, des bris d'outil ainsi que des erreurs dimensionnelles sur la pièce usinée. La section suivante détaillera le mécanisme de ce phénomène.

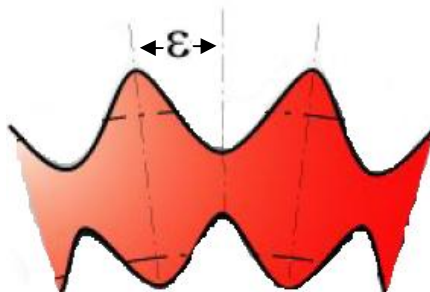


Figure 2-2: Décalage de phase ε , variation de l'épaisseur du copeau

2.3 Chatter régénératif

Le mécanisme de *chatter* est un procédé très complexe et non linéaire le rendant très difficile à modéliser correctement de façon analytique. Cependant, une modélisation linéaire simplifiée permet une bonne compréhension de la théorie de stabilité. Ainsi, la section suivante présente le modèle d'une coupe orthogonale où l'interaction entre la pièce et l'outil est présenté comme un seul système à un degré de liberté. La figure 2-3 schématise ce modèle où h_0 représente l'épaisseur du copeau désirée, ε la différence de phase entre la coupe actuelle et précédente, $h(t)$ l'épaisseur de copeau dynamique, $y(t)$ la vibration actuelle, $y(t-T)$ la vibration de la passe précédente, F_f l'effort de coupe, C_y la constante d'amortissement et K_y la rigidité du système. Le modèle d'une coupe orthogonale représente une simplification du modèle pour définir l'instabilité en usinage. Étant donné la nature appliquée de la solution présentée dans ce mémoire, cette modélisation est suffisante pour le développement contrairement à une solution de de type modélisation ou simulation.

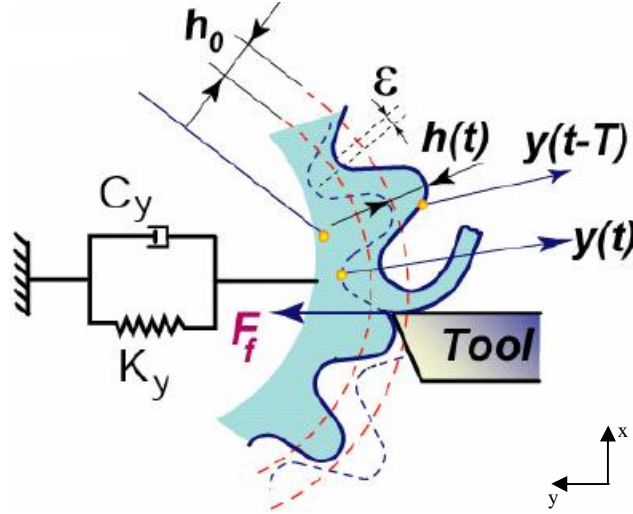


Figure 2-3: Chatter régénératif en coupe orthogonale

Altintas, Y. (2005). *Principles of Machining Engineering and Practice Part II : Machine Tool Dynamics and Chatter*. Notes de cours, Université de la Colombie-Britannique

En se référant à la démonstration suivante [11], l'équation du mouvement du système est donc

$$M_y \ddot{y}(t) + C_y \dot{y}(t) + K_y y(t) = F_f(t) = K_f a h(t) = K_f a [h_0 + y(t-T) - y(t)] \quad (2.5)$$

où M_y représente la masse du système, K_f la constante de coupe dans la direction de l'avance et a est la profondeur de coupe.

Dans le domaine de Laplace ($t \rightarrow s$), l'épaisseur dynamique de copeau devient

$$h(s) = h_0(s) - y(s) + e^{-sT} y(s) = h_0(s) + (e^{-sT} - 1)y(s) \quad (2.6)$$

Les efforts de coupe deviennent

$$F_f(s) = K_f a h(s) \quad (2.7)$$

Et la vibration devient

$$y(s) = F_f(s) \Phi(s) = K_f a h(s) \Phi(s) \quad (2.8)$$

où

$$\Phi(s) = \frac{y(s)}{F_f(s)} = \frac{\omega_n^2}{K_y (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (2.9)$$

représente la fonction de transfert d'un seul degré de liberté du système où ω_n correspond à la fréquence naturelle du système et ζ le coefficient d'amortissement. En substituant 2.8 dans 2.6, on obtient

$$h(s) = h_0(s) + (e^{-sT} - 1)K_f a h(s) \Phi(s) \quad (2.10)$$

La fonction de transfert entre l'épaisseur de copeau dynamique et l'épaisseur désirée est donc

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT})K_f a \Phi(s)} \quad (2.11)$$

La stabilité de cette fonction de transfert est obtenue en posant la racine $s = \sigma + j\omega_c$ dans son équation caractéristique $1 + (1 - e^{-sT})K_f a \Phi(s)$, où ω_c représente la fréquence de *chatter*, σ la partie réelle et j la partie imaginaire. La coupe est instable et le *chatter* augmentera indéfiniment lorsque la racine possède une partie réelle positive ($\sigma > 0$). À l'inverse, si la partie réelle est négative, les vibrations diminuent avec le temps et la coupe est donc stable. Finalement, si la partie réelle est nulle, on obtient la stabilité critique du système. Cela signifie que la coupe est stable et oscille à la fréquence de *chatter* ω_c , mais à une amplitude constante et non croissante. Il est important de noter que le *chatter* ne se produit pas à la fréquence naturelle du système mais à une fréquence très près de cette dernière. Cela est dû au fait que l'équation caractéristique représentant la dynamique de l'action de coupe comporte des éléments supplémentaire à l'équation de la structure.

Par ailleurs, afin de déterminer la profondeur de coupe limite a_{lim} , nous posons $\Phi(s) = \Phi(j\omega_c) = G + jH$ dans le cas de la condition de stabilité critique $\sigma = 0$, où G est la partie réelle et H la partie imaginaire. L'équation caractéristique devient donc

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T})K_f a_{lim} \Phi(j\omega_c) = 0 \quad (2.12)$$

En arrangeant l'équation selon les parties réelle et imaginaire, nous obtenons

$$\{1 + K_f a_{lim} [G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T]\} + j\{K_f a_{lim} [G \sin \omega_c T + H(1 - \cos \omega_c T)]\} = 0 \quad (2.13)$$

La partie réelle ainsi qu'imaginaire doit être égale à zéro. En posant la partie imaginaire égale à zéro,

$$G \sin \omega_c T + H(1 - \cos \omega_c T) = 0 \quad (2.14)$$

et

$$\frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin \omega_c T}{\cos \omega_c T - 1} = \tan \psi \quad (2.15)$$

où ψ est l'angle de phase de la fonction de transfert de la structure.

En appliquant les identités trigonométriques suivantes dans 2.15

$$\cos \omega_c T = \cos^2(\omega_c T / 2) - \sin^2(\omega_c T / 2)$$

$$\sin \omega_c T = 2 \sin(\omega_c T / 2) \cos(\omega_c T / 2)$$

nous obtenons

$$\tan \psi = \frac{2 \sin(\omega_c T / 2) \cos(\omega_c T / 2)}{\cos^2(\omega_c T / 2) - \sin^2(\omega_c T / 2) - 1} = \frac{2 \sin(\omega_c T / 2) \cos(\omega_c T / 2)}{\cos^2(\omega_c T / 2) - \sin^2(\omega_c T / 2) - \cos^2(\omega_c T / 2) - \sin^2(\omega_c T / 2)}$$

Après simplification, l'angle de phase devient

$$\tan \psi = \frac{\cos(\omega_c T / 2)}{-\sin(\omega_c T / 2)} = \tan[\omega_c T / 2 - 3\pi / 2] \quad (2.16)$$

donc

$$\omega_c T = 3\pi + 2\psi = \varepsilon \quad (2.17)$$

où l'angle ε représente la différence de phase entre la modulation interne et la modulation externe (figure 2-2).

Le nombre d'oscillations de vibration laissées sur la surface usinée est déterminé à partir de la relation entre la fréquence de *chatter* f_c et la vitesse de rotation n affectant l'épaisseur du copeau.

$$f_c [Hz] \times T [s] = \frac{f_c}{n [tr/s]} = k + \frac{\varepsilon}{2\pi} \quad (2.18)$$

où k est le nombre entier d'oscillations laissées sur le matériau par l'outil de coupe entre deux dents coupantes (figure 2-4) et $\varepsilon/2\pi$ est la fraction d'oscillations générées. Étant donné la différence de phase ε varie en fonction de la sévérité du déphasage, on remarque que d'après

l'équation 2.18, plusieurs fréquences d'instabilité sont présentes malgré qu'il s'agisse d'un système à un seul degré de liberté.

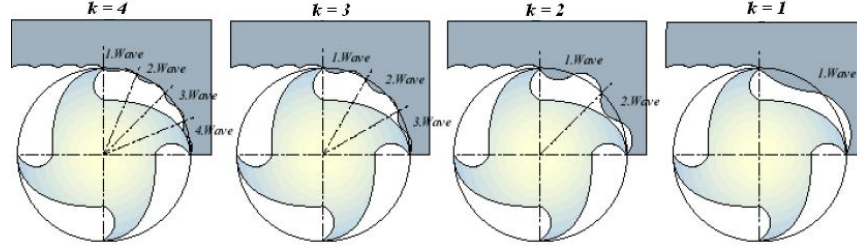


Figure 2-4: Oscillations de vibrations

Altintas, Y. (2005). *Principles of Machining Engineering and Practice Part II : Machine Tool Dynamics and Chatter*. Notes de cours, Université de la Colombie-Britannique

Ainsi, la vitesse de rotation de la broche n [tr/min] est déterminée à partir de la période de la broche T [s]

$$T = \frac{2k\pi + \varepsilon}{2\pi f_c} \longrightarrow n = \frac{60}{T} \quad (2.19)$$

$$n = \frac{f_c}{\left(k + \frac{\varepsilon}{2\pi}\right)} \times 60 \quad (2.20)$$

Finalement, la profondeur de coupe maximale a_{lim} pour rester dans le domaine de la stabilité est obtenue en posant la partie réelle de l'équation 2.13 égale à zéro

$$a_{lim} = \frac{-1}{K_f G [1 - \cos \omega_c T - (H/G) \sin \omega_c T]} \quad (2.21)$$

En substituant 2.15 dans 2.21, nous obtenons donc

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega_c)} \quad (2.22)$$

La profondeur de coupe est donc inversement proportionnelle à la constante de coupe ainsi qu'à la rigidité de la structure. Il est important de noter que l'équation 2.22 n'est valide que pour la partie réelle négative de $G(\omega_c)$ étant donné que la profondeur de coupe est une quantité physique. Ainsi, plus la structure est flexible, plus grande sera la partie imaginaire de sa fonction de

transfert et plus petite sera la profondeur de coupe permise. Également, plus le matériau à usiner possède une dureté élevée, plus sa constante de coupe sera élevée et moins profondes seront les passes à usiner.

L'utilisation du modèle de la coupe orthogonale est une simplification permettant de mieux comprendre le mécanisme du *chatter*. Dans le cas du fraisage, il ne s'agit plus d'un système à un seul degré de liberté mais plutôt un système à deux degrés selon son plan X et Y. Les complexités du fraisage, tels les efforts de coupe rotatifs et les directions de l'épaisseur du copeau de coupe, rendent l'application du modèle de coupe orthogonale difficilement applicable pour expliquer la stabilité en fraisage. Le développement complet de la solution analytique pour les systèmes à deux degrés de liberté est explicitement détaillé par Altintas [11]. Malgré un développement plus complexe, le calcul de la vitesse de rotation est similaire dans les deux modèles. L'unique différence est la considération du nombre de dent z de l'outil de coupe. Ainsi, l'équation 2.20 devient

$$n[tr/min] = \frac{f_c}{\left(k + \frac{\varepsilon}{2\pi}\right)z} \times 60 \quad (2.23)$$

2.4 Lobes de stabilité

Le développement mathématique pour l'explication de la stabilité en fraisage présenté par Altintas [11] permet d'obtenir de façon graphique des combinaisons dynamiquement stable de profondeur de coupe en fonction de la vitesse de rotation. Ces graphiques portent le nom de lobes de stabilité. Les fréquences de *chatter* (ω_c) considérées dans le cas du modèle à un degré de liberté sont les fréquences non nulle de la partie réelle négative de la fonction de transfert alors que dans le modèle à deux degré de liberté d'Altintas, les fréquences considérées sont celles comprise dans la plage totale considérée. Ainsi, pour chacune des fréquences de *chatter* (ω_c) choisies :

- La profondeur de coupe critique a_{lim} est calculée à partir de 2.22.
- L'angle de phase ψ et la différence de phase ε sont calculés avec les équations 2.15 et 2.17.
- La vitesse de rotation est déterminée par l'équation 2.20 pour chaque oscillation $k = 0, 1, 2, \dots$
- Finalement, la procédure est répétée en balayant la fréquence de *chatter* à $\pm 30\%$ de la fréquence naturelle de la structure avec un incrément au choix, généralement entre 0 et 1 Hz.

Cela permet d'obtenir des graphiques qui démontrent la profondeur maximale de coupe en fonction de la vitesse de rotation de la broche (figure 2-5).

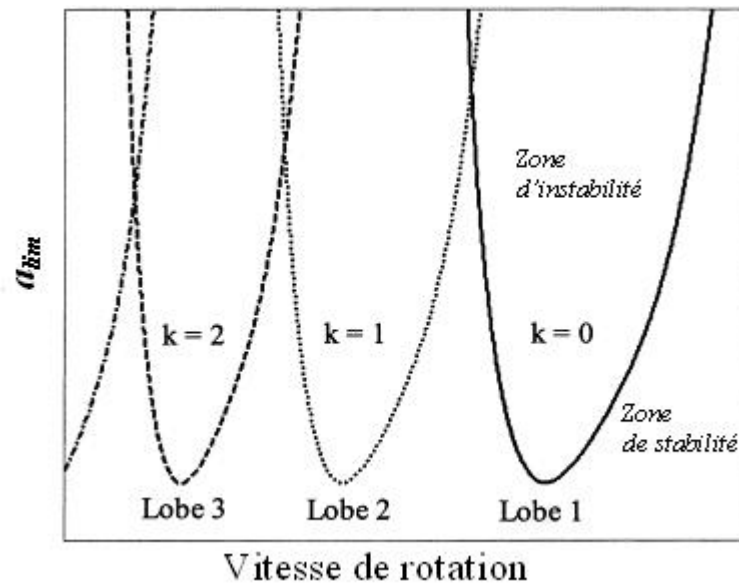


Figure 2-5: Lobes de stabilité

Les zones situées sous les courbes représentent des conditions de coupe stables alors que celles au-dessus des courbes sont instables et on y retrouve la présence de *chatter*. Pour chaque type de combinaison MOCN, outils de coupe et conditions de coupe, des lobes de stabilité peuvent être générés afin de déterminer les paramètres de coupe optimaux et stables.

Par ailleurs, le logiciel *CutPro*, développé par le laboratoire *Manufacturing Automation Laboratories* et dirigé par Altintas, permet une approche expérimentale afin de déterminer les conditions de stabilité en fraisage pour pallier à la complexité du développement analytique. Il permet de générer les lobes de façon expérimentale sans la nécessité d'effectuer les calculs. Contrairement à l'approximation du modèle de coupe orthogonale dans lequel la fonction de transfert d'un système à un seul degré de liberté est considérée, l'approche de l'analyse modale expérimentale permet d'obtenir la fonction de transfert, selon les deux plans de coupe X et Y, à l'interface de l'outil et de la matière à usiner lorsque l'outil de coupe est inséré dans la broche de la MOCN. De plus, les fréquences de *chatter* sont balayées sur la plage complète de mesure lors des tests d'impact. Cette plage est généralement de 0 à 10 000 Hz. L'incrément de chacune des fréquences de *chatter* dépend de la résolution choisie lors des tests d'impact, généralement 0.5 ou 1 Hz. Les paramètres modaux (masse, rigidité, coefficient d'amortissement et fréquences naturelles) sont ensuite extraits de la fonction de transfert. Finalement, selon la géométrie de l'outil, le matériau à usiner et les conditions d'usinage, le logiciel calcule et affiche les lobes de stabilités. La figure 2-6 montre le montage expérimental.

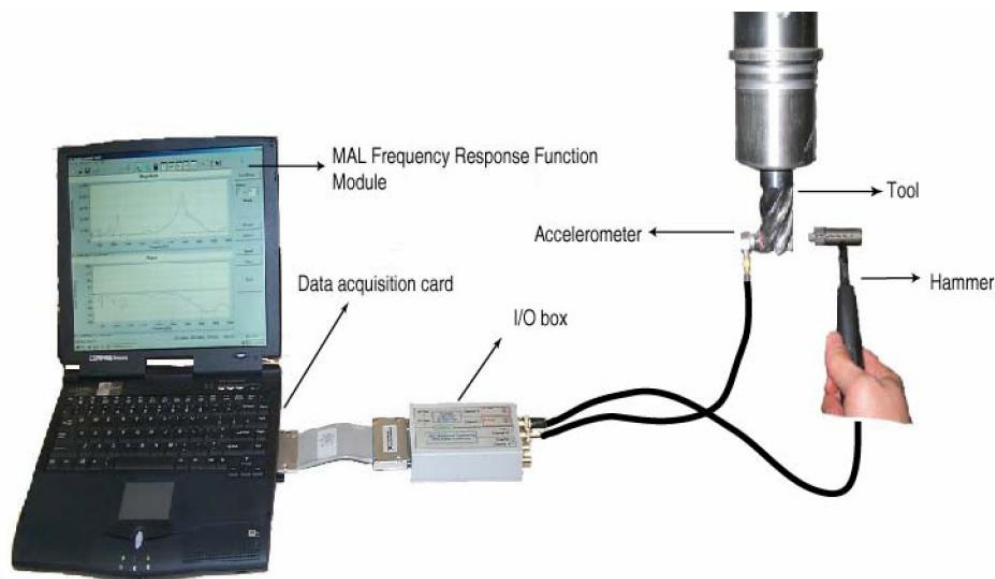


Figure 2-6: Montage expérimental pour l'analyse modale

Manufacturing Automation Laboratories Inc. (2000). *MalTF User Manual. Version 8.* [Logiciel]. Vancouver, BC: MAL Inc.

Cette approche est très répandue dans l'industrie aéronautique et permet d'optimiser le taux d'enlèvement de matière tout en assurant une stabilité lors de l'usinage. Le prochain chapitre mettra en évidence les limites de cette approche dans un environnement de production à forte cadence et haute complexité.

CHAPITRE 3 LIMITES DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE

L'utilisation de la méthode d'analyse modale expérimentale pour la génération de lobes de stabilité et l'optimisation du procédé d'usinage est une technique possédant beaucoup d'avantages et les plus grandes industries aéronautiques l'ont adoptée depuis plusieurs années déjà. Cependant, elle présente malgré tout certaines limites et désavantages qui ont mené à ce projet de recherche. Le chapitre suivant explicitera les limites de cette méthode basé sur des résultats obtenues dans un environnement de production.

3.1 Facteur de temps

Le premier désavantage décrit ici, malgré qu'il ne fait pas partit des motivations de cette recherche, est le fait que l'analyse modale est une méthode longue et parfois coûteuse. L'approche expérimentale consiste en quatre grandes étapes :

- 1- Tests d'impact sur tous les outils de coupe
- 2- Génération des lobes de stabilité
- 3- Validation par essais de coupe
- 4- Documentation des résultats

3.1.1 Tests d'impact

Tout d'abord, les tests d'impacts, tels que montrés à la figure 2-6, doivent être effectués pour tous les outils de fraisage. En moyenne, une MOCN haute vitesse et cinq axes en possèdent entre 70 et 80. Pour chaque outil, les tests d'impacts prennent en moyenne 30 minutes à réaliser, ce qui représente environ 40 heures de tests sur la machine.

3.1.2 Analyse et génération des lobes de stabilité

Ensuite, une fois les tests d'impact complétés, l'analyse des résultats et la génération des lobes de stabilité sont effectuées. Une bonne connaissance de la géométrie de l'outil de coupe est requise et parfois l'information doit être recueillie auprès du manufacturier, par exemple l'angle d'hélice

ou l'angle d'inclinaison. Le temps requis pour générer les lobes pour chaque outil dépendra du nombre de conditions de coupe où il sera utilisé. En moyenne, 30 minutes sont requises par outil, pour encore une fois, un total de 40 heures.

3.1.3 Validation par essais de coupe

La prochaine étape est celle nécessitant le plus d'efforts et de temps. Étant donné que le modèle mathématique pour la génération des lobes de stabilité repose sur certaines hypothèses, une validation par tests de coupe est requise. Un aspect important de l'analyse modale expérimentale qui peut engendrer une imprécision au niveau des lobes est le fait que les tests d'impact sont effectués alors que la broche de la MOCN est statique. Par conséquent, l'effet de la vitesse de rotation à haute vitesse, au-dessus de 10 000 RPM, sur la rigidité des roulements n'est pas considéré. Gagnol *et al.* [12] distinguent les lobes de stabilité statique et les lobes de stabilité dynamiques. Ces derniers prennent en considération l'effet de la vitesse de rotation sur la rigidité des roulements. Ainsi, il est essentiel de valider les résultats théoriques à l'aide d'essais de coupe pour chaque outil et pour chaque condition de coupe. Cette étape requiert donc, tout d'abord, la programmation des parcours d'usinage dont le temps de programmation est estimé à 30 heures. Ensuite, l'exécution des tests se fait sur la machine et prend en moyenne deux heures par outil, pour un total de 160 heures.

3.1.4 Documentation

Lors de la dernière étape, les résultats des tests sont documentés et les paramètres de coupe stables sont mis en évidence afin de faciliter la programmation des parcours d'usinage. La rédaction de ce document prend approximativement 15 heures.

Pour conclure, un grand total de 285 heures est requis pour la définition des paramètres de coupe optimaux et dynamiquement stables d'une MOCN possédant environ 80 outils de fraisage. Cela représente une période de deux mois de développement et engendre des coûts assez significatifs, ce qui n'est pas nécessairement souhaitable en milieu de production.

3.2 Variation des lobes dans le temps

L'analyse de la variation dans le temps de la dynamique de la broche de la MOCN est une des principales motivations de ce mémoire. En effet, les tests d'impact pour déterminer la fonction de transfert au bout de l'outil du montage O-PO-B de coupe ne font que capturer l'état dynamique à un moment précis. Ainsi, l'usure de la broche d'usinage dans le temps n'est pas tenue en compte et cela engendre certains problèmes pour les entreprises manufacturières. La première phase de ce projet de recherche consistait donc à effectuer le suivi dans le temps de la fonction de transfert de la broche pour bien comprendre l'étendue des variations. La figure 3-1 illustre les fonctions de transfert selon l'axe Y d'une même MOCN (Makino MAG1), mais obtenues à différentes périodes.

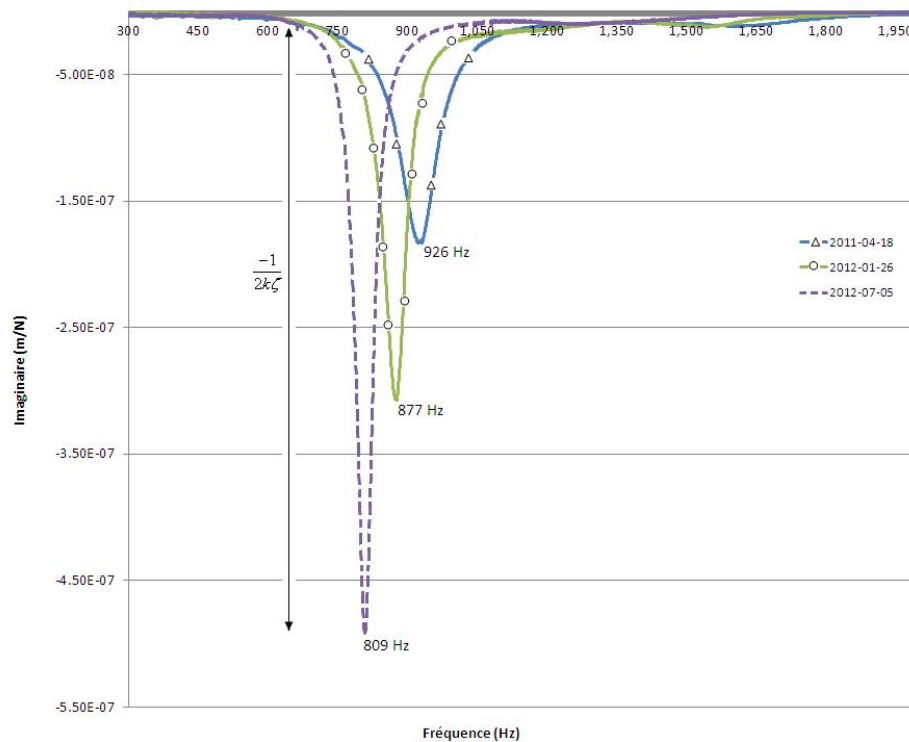


Figure 3-1: Variation de la fonction de transfert dans le temps

Ce changement du comportement dynamique représente une usure typique d'une broche de MOCN. L'ordonnée du graphique de la fonction de transfert représente la partie imaginaire de la fonction de transfert. Tel qu'indiqué sur la figure 3-1, l'amplitude est égale à $\frac{-1}{2K\zeta}$ ce qui correspond à la rigidité dynamique du système, où K est la rigidité et ζ le coefficient

d'amortissement. Ainsi, nous observons clairement une perte de rigidité dynamique ainsi qu'une variation de la fréquence naturelle du mode dominant sur la figure. La perte de rigidité affecte directement la profondeur de coupe maximale permise en usinage alors que la fréquence naturelle affecte la vitesse de rotation de la broche stable. La fréquence de référence pour ce modèle de broche, utilisée sur les machines Makino MAG1 ainsi que Makino MAG3.H, se situe autour de 920 ± 10 Hz et la rigidité dynamique aux alentours de $-1.5E-07 \pm 0.25E-07$ m/N. La figure 3-1 indique qu'entre avril 2011 et juillet 2012, la fréquence naturelle est passée de 926 Hz à 809 Hz, pour une variation totale de 117 Hz. Cette variation peut avoir un grand impact sur certains outils de coupe, plus spécifiquement les outils d'ébauche. Par exemple, prenons le cas d'une fraise en bout servant à l'ébauche et qui possède deux dents. L'impact sur sa vitesse de rotation stable peut être évalué de la façon suivante :

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (3.1)$$

où

$$\omega_n = RPM \times N_{dents} \times \frac{2\pi}{60} \quad (3.2)$$

donc

$$RPM = \frac{\Delta f_n \times 60}{N_{dents}} = \frac{117 Hz \times 60}{2} = 3510 RPM$$

Ainsi, une variation de près de 3 500 RPM serait observée sur la vitesse de rotation initialement stable. Cela veut dire que, par exemple, si l'outil de coupe était utilisé à une vitesse autour de 27 000 RPM, il faudrait maintenant l'utiliser à une vitesse autour de 24 000 RPM. Les lobes de stabilité de la figure 3-2 reflètent ce phénomène.

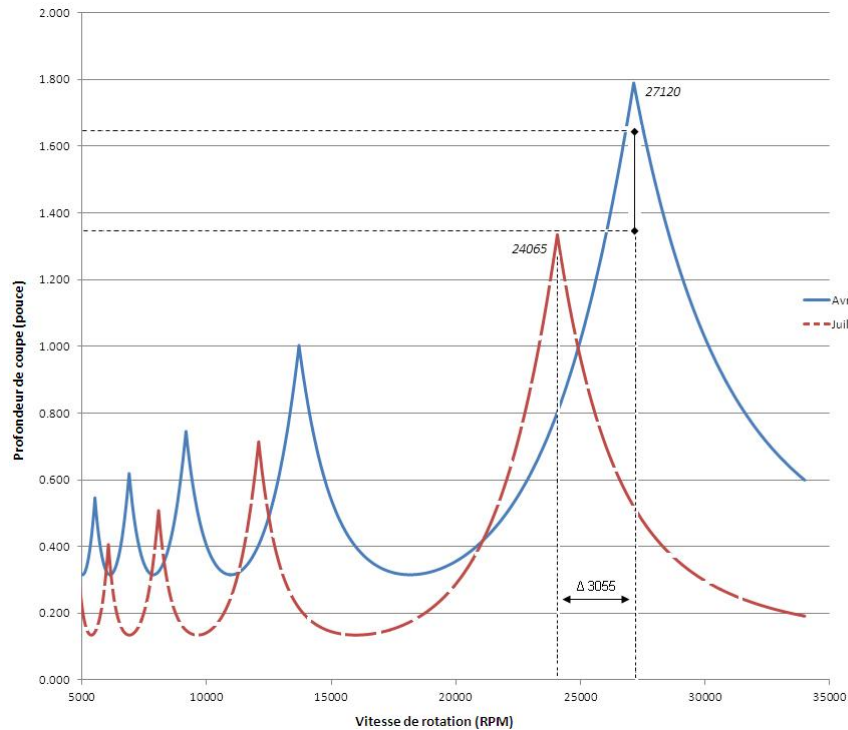


Figure 3-2: Variation des lobes de stabilité dans le temps

En plus de la variation de la vitesse de rotation, on observe une diminution de la profondeur de coupe maximale telle que le démontre également la perte de rigidité de la fonction de transfert. Cela implique qu'une profondeur de coupe entre 1.350'' et 1.650'' initialement stable en avril 2011 n'est plus utilisable 15 mois plus tard. Une reprogrammation des parcours d'usinage est alors nécessaire et cela est extrêmement fastidieux et coûteux pour une industrie manufacturière à haut volume de production. Généralement, les paramètres de coupe sont définis en acceptant un écart de ± 1500 RPM. Au-dessus d'une telle variation, des problèmes de *chatter* se produisent. Dans l'industrie aéronautique par exemple, une MOCN peut usiner une grande variété de composants pouvant aller jusqu'à 1 000 pièces différentes. L'impact financier de reprogrammer toutes ces pièces chaque année est trop sévère pour être acceptable. Par conséquent, lorsqu'une variation aussi importante de la dynamique de la broche se produit, l'équipe de maintenance des machines intervient afin de changer la broche usée et en installer une nouvelle. Cependant, malgré l'état neuf de la broche et qu'il s'agisse du même modèle qu'initialement installé, la dynamique de cette dernière aura toujours une variation par rapport à l'état de la broche lorsque l'analyse modale fut effectuée pour définir les paramètres de coupe.

Ce phénomène nous conduit à la troisième et dernière limite de l'analyse modale élaborée dans cette œuvre, soit la variation de la dynamique de la broche entre des machines identiques. Cette limite sera élaborée en détail dans la section qui suit.

3.3 Variation de la forme des lobes entre des machines identiques

Les industries manufacturières aéronautiques cherchent à standardiser leur parc de machine afin d'obtenir des bénéfices au niveau des opérations. Entre autres, elles bénéficient d'une flexibilité grâce à l'interchangeabilité entre les machines, d'une maintenance simplifiée, de coûts de programmation réduits, etc.

Toutefois, malgré que plusieurs machines identiques possèdent exactement les mêmes composantes mécaniques et électriques, beaucoup de facteurs, qui ne font pas l'objet de ce mémoire, causent une variation au niveau du comportement dynamique de la broche. Aussi, la dégradation dans le temps est également différente d'une machine à l'autre. Cela peut s'avérer problématique pour l'industrie, car les parcours et les paramètres d'usinage sont générés pour l'ensemble d'un parc machines identiques et non par machine individuellement. De plus, dans le même ordre d'idée, l'analyse modale est effectuée sur une seule machine et les paramètres de coupe pour l'ensemble des machines sont définis à partir de cette analyse. Le temps et l'argent requis pour effectuer l'analyse modale sur chacune des machines seraient trop importants, surtout lorsque le parc de machines en contient plus de quatre. La figure 3-3 montre les fonctions de transfert de six machines identiques capturées à la même période, soit novembre 2011.

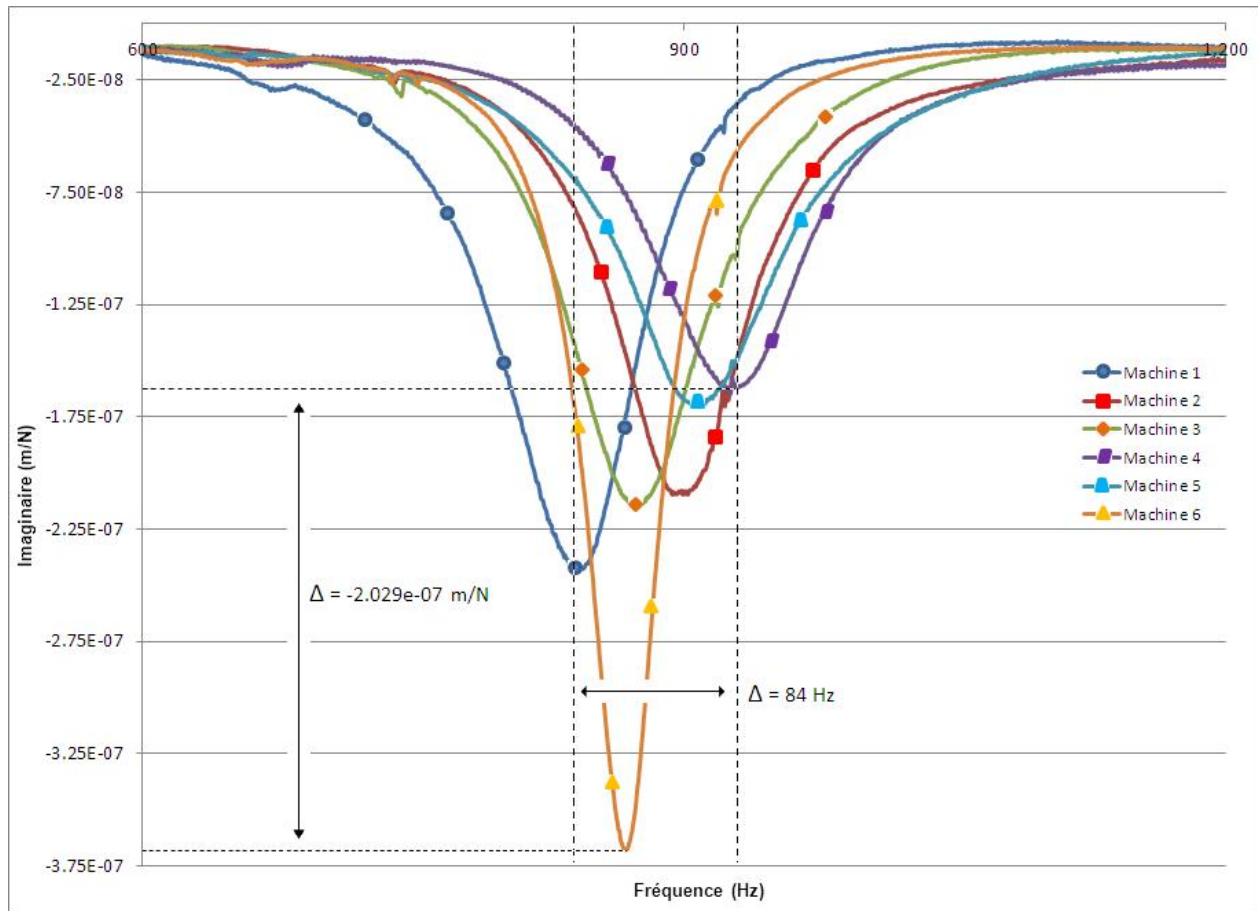


Figure 3-3: Variation de la fonction de transfert entre machines identiques

En observant la figure ci-dessus, nous remarquons que la variation la plus sévère est de 84 Hz et se trouve entre les machines 1 (842 Hz) et 4 (926 Hz). De plus, on observe que pour la machine 6, une variation significative est également présente pour la rigidité dynamique étant donné l'amplitude élevée. Les machines 4 et 5 sont près de l'intervalle de tolérance mentionné précédemment de 920 ± 10 Hz pour la fréquence et $1.5E-07 \pm 0.25E-07$ m/N pour la rigidité dynamique. Pour les quatre autres, une variation plus ou moins significative est visible. Cela génère comme impact que pour une même composante, usinée à partir du même programme à commande numérique (CN), la qualité résultante de la machine 4 ainsi que celle des machines 1 ou 6 peut être différente pour certains outils. Ainsi, un contrôle de qualité plus rigoureux est nécessaire. La figure 3-4 illustre la variation des lobes de stabilité pour un outil de deux dents.

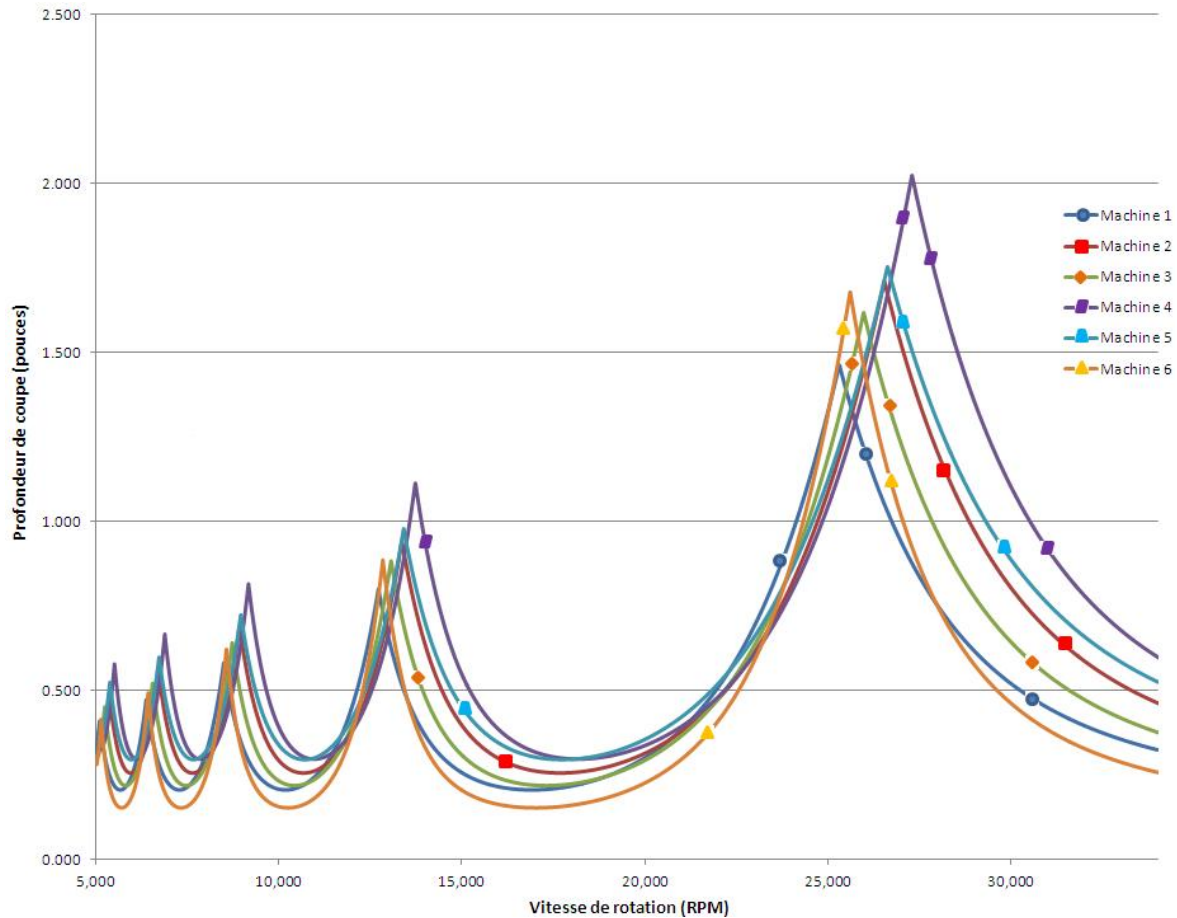


Figure 3-4: Variation des lobes de stabilité entre machines identiques

En gardant un intervalle de tolérance de $\pm 1\,500$ RPM, on observe une vitesse de rotation optimale pour la machine 4 de 27 290 RPM et une profondeur de 1.310 pouces. Dans le cas de la machine 1, la vitesse optimale observée est 25 305 RPM pour une profondeur de 0.900 pouce. La différence au niveau de la vitesse de rotation entre les deux machines est donc supérieure à 1 500 RPM et une différence de plus de 30% se trouve au niveau de la profondeur de coupe maximale.

En somme, il a été démontré que certains problèmes importants, dont la variation de la dynamique de la broche dans le temps ainsi que la différence dynamique au niveau de machines identiques, doivent être résolus afin de réduire les coûts de maintenance et de non-qualité et afin d'augmenter la stabilité du procédé. La solution proposée dans ce travail comble directement ces deux limitations et sera décrite en détail dans le prochain chapitre.

CHAPITRE 4 FORMULATION DE LA SOLUTION PROPOSÉE

Tel que décrit dans les chapitres précédents, une solution, applicable en milieu de production manufacturière, est requise afin de contrer la variation du comportement dynamique des broches des machines-outils. Ce chapitre présente donc en détail une méthodologie, à faibles coûts et applicable en milieu industriel, permettant d'ajuster automatiquement les paramètres de coupe en cours d'usinage afin d'éliminer le *chatter*. À l'aide d'un microphone installé à l'intérieur de la MOCN, le signal audio de l'action de coupe est enregistré en temps réel. Ce dernier est ensuite analysé dans le domaine fréquentiel à l'aide d'une transformation de Fourier rapide (FFT) afin d'isoler les fréquences de *chatter* dominantes. Une fois la fréquence de *chatter* identifiée et jugée nuisible, une nouvelle vitesse de rotation et d'avance est calculée afin d'éliminer la présence de cette fréquence. Finalement, ces nouveaux paramètres sont envoyés en commande au contrôleur de la machine afin d'ajuster ceux utilisés par le programme CN. Le programme de contrôle est développé en code C++. La figure 4-1 schématise la solution proposée.

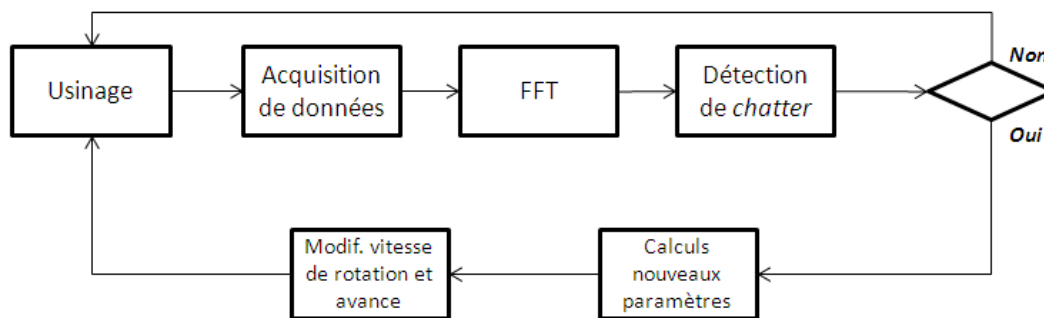


Figure 4-1: Diagramme de contrôle de la solution proposée

4.1 Acquisition du signal audio

Afin d'éliminer le *chatter* pendant l'usinage, il faut tout d'abord le détecter de façon efficace. Par conséquent, une acquisition de donnée adéquate est de mise. Tel que discuté plus tôt dans cet ouvrage, l'étude effectuée par Delio, Tlustý et Smith [1] démontra que le microphone est le capteur le plus adéquat pour détecter le *chatter* par rapport à l'accéléromètre et au dynamomètre. La grande limitation du dynamomètre est la dimension de pièces pouvant être utilisées ainsi que la complexité du montage requis. Dans le cas de l'accéléromètre, la connaissance de la dynamique

de la machine est requise afin de ne pas placer l'accéléromètre sur un nœud modal et ainsi fausser les données. De plus, il est impossible d'acquérir le signal émis à l'interface outil-pièce étant donné les limitations physiques de positionnement du capteur. La vibration issue de l'action de coupe risque donc d'être amortie par la structure avant de se rendre au capteur. Finalement, le microphone quant à lui peut être utilisé seul et acquérir les données nécessaires, provenant autant de l'outil de coupe que du matériau ou même de la machine, pour effectuer une bonne analyse (figure 4-2). Il possède une plage de fréquence adéquate et, en utilisant un microphone unidirectionnel, la source audio enregistrée est uniquement celle pointant vers l'action de coupe, réduisant ainsi grandement les autres sources de bruit. De plus, étant placé dans la machine qui possède un enclos complètement fermé, le bruit ambiant d'un environnement manufacturier n'est pas significatif comparativement à l'amplitude du signal de l'action de coupe. Ainsi, le microphone a été choisi pour effectuer l'acquisition de données malgré la nécessité de devoir bien le protéger des copeaux et du lubrifiant dans la machine.

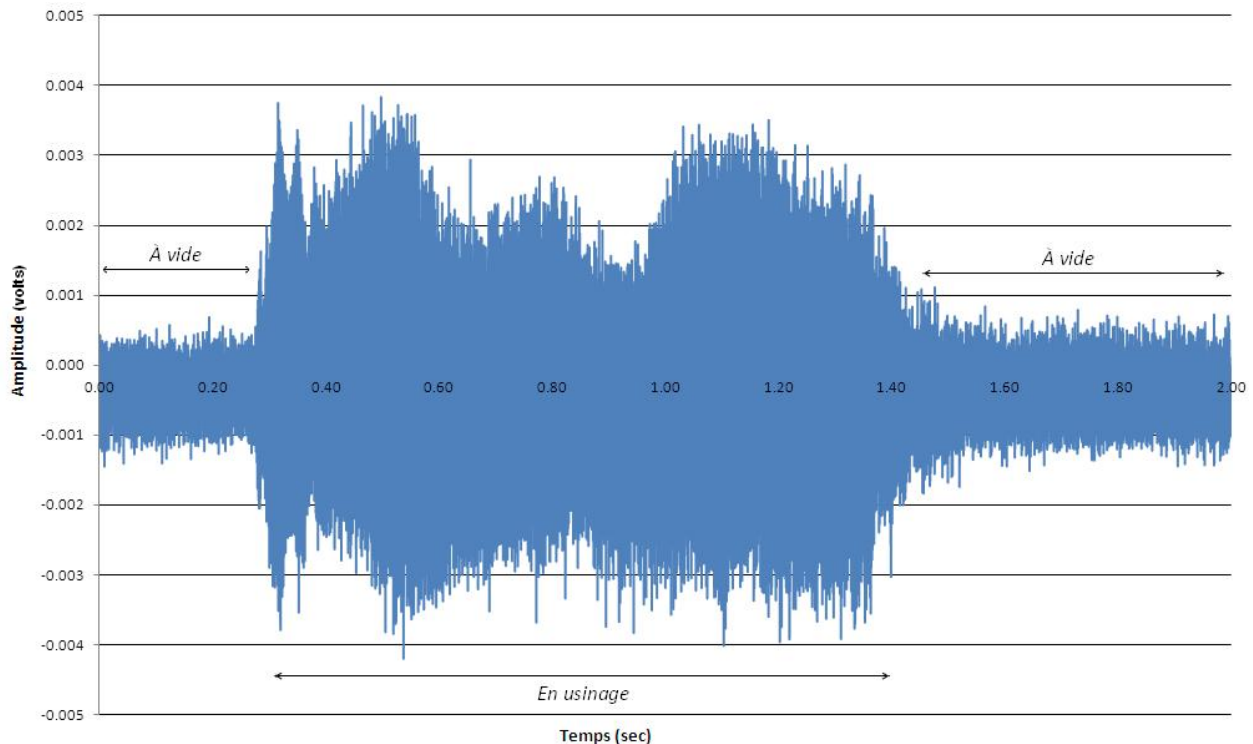


Figure 4-2: Signal audio dans le domaine temporel, fraise à 2 dents coupantes, 30 000 RPM

4.2 Analyse fréquentielle du signal audio

Une fois le signal audio de l'action de coupe enregistré dans le domaine temporel, une transformation de Fourier (FFT) est utilisée pour obtenir le spectre fréquentiel du signal (figure 4-3). Afin d'obtenir un temps de réponse optimal et minimiser le temps de calcul, le script utilisé pour la transformée de Fourier est la FFTW (*Fastest Fourier transform in the West*) développé au *Massachusetts Institute of Technology* (MIT) et mise à la disposition du public. L'avantage principal de ce script est sa vitesse de calcul qui est rendue possible grâce à de nouvelles techniques de génération de code et d'optimisation [13]. De plus, le code est de type ouvert, ce qui signifie que sa modification et personnalisation est possible par le public. Cela facilite donc son intégration au reste de l'algorithme de contrôle. En ce qui a trait aux paramètres de conversion, certaines de nos expérimentations ont démontré que le rapport rapidité-précision était le plus adéquat pour un échantillonnage de 8192 échantillons. Le temps de réponse se trouve ainsi à être 0.16 seconde, permettant de détecter rapidement la fréquence de chatter et ainsi corriger les paramètres de coupe.

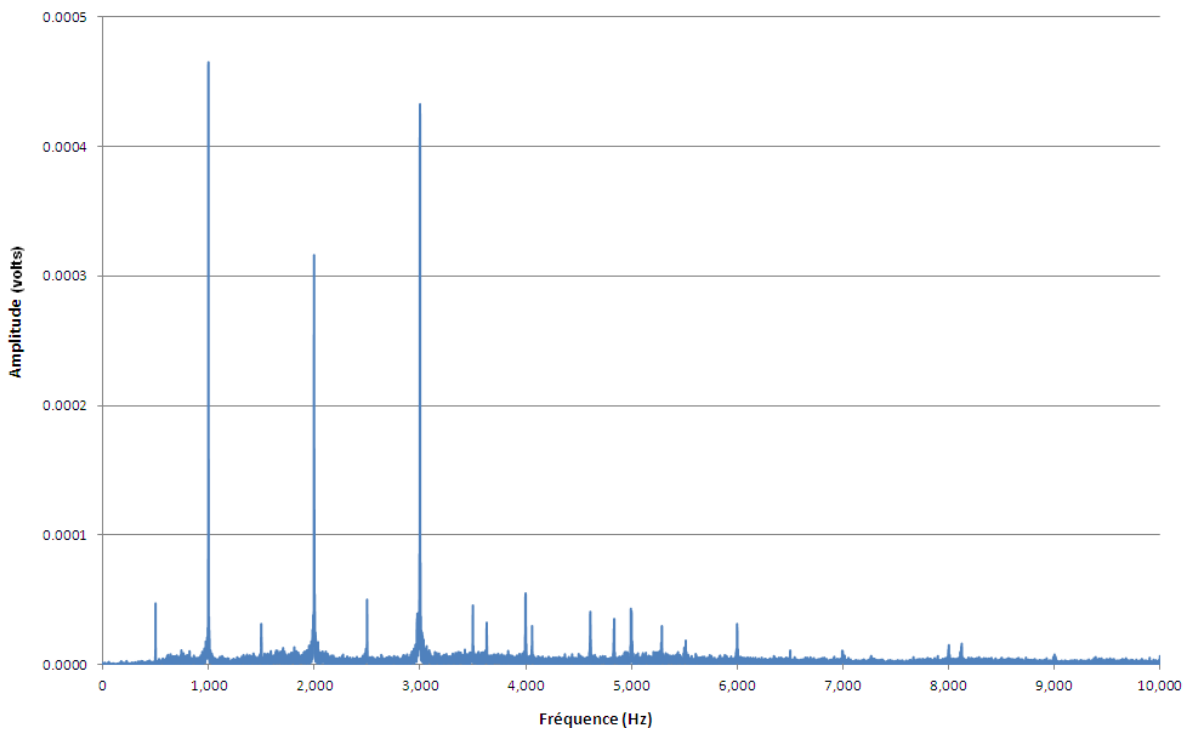


Figure 4-3: Spectre de fréquences du signal audio, fraise à 2 dents coupantes, 30 000 RPM
1000 Hz – fréquence de passage de dent, 2000 Hz – 1^{ère} harmonique, 3000 Hz, 3^e harmonique

Ainsi, le spectre de fréquence permet d'obtenir les fréquences présentes dans le signal de l'action de coupe et par conséquent, déterminer la ou les fréquences dominantes. Lorsque l'usinage est stable, c'est-à-dire sans vibration, les fréquences dominantes présentes sont celles correspondantes à la fréquence de passage de la dent ainsi que ses harmoniques. Par exemple, la figure 4-3 correspond au signal issu d'une fraise ayant 1 pouce de diamètre, 2 dents et tournant à une vitesse de 30 000 RPM. On observe donc les fréquences dominantes suivantes sur le graphique : 1000 Hz, 2000 Hz et 3000 Hz, ce qui correspond à la fréquence de passage de la dent (1000 Hz) ainsi que sa première (2000 Hz) et sa deuxième (3000 Hz) harmonique. Il est également normal d'observer les fréquences de rotation de la broche (500 Hz) ainsi que ses harmoniques, mais généralement à de faibles amplitudes.

L'analyse spectrale permet de mettre en évidence la ou les fréquences de *chatter* en comparant le signal enregistré avec celui théoriquement stable. Par exemple, la figure 4-4 montre un signal temporel où du *chatter* est présent.

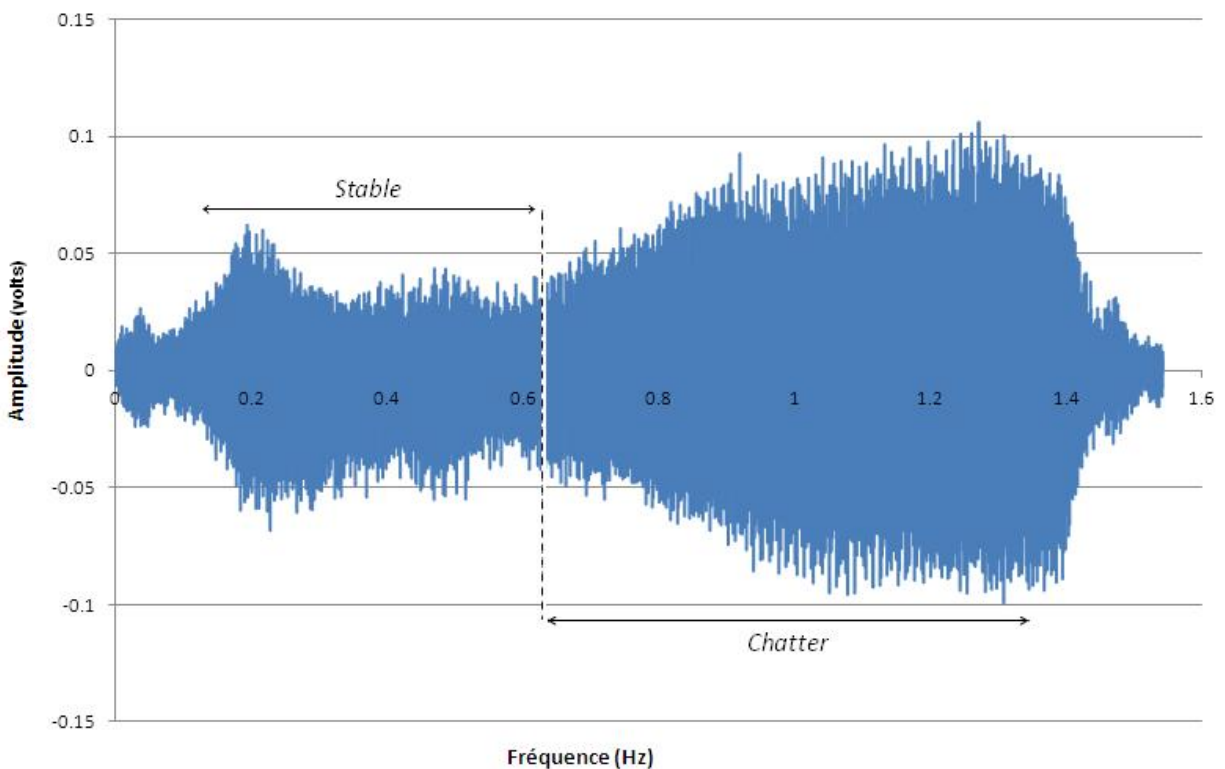


Figure 4-4: Signal audio temporel avec présence de chatter

En observant le signal temporel de la figure 4-4, on constate la présence de *chatter* en observant l'augmentation en amplitude du signal. Cela est dû à l'effet de régénération. Nous observons qu'entre 0.6 seconde et 1.4 seconde, l'amplitude croît de façon constante jusqu'à l'interruption de la coupe. À la figure 4-5, le spectre fréquentiel obtenu à l'aide d'une transformée de Fourier du signal de la figure 4-4 est illustré. Le signal est capturé lors de l'usinage avec une fraise ayant 2 dents coupantes et tournant à une vitesse de 29 000 RPM. Trois fréquences significatives sont présentes, soit la fréquence de passage de dent de 966 Hz qui est dominante, 1 933 Hz qui correspond à la deuxième harmonique ainsi qu'une fréquence de 4 455 Hz correspondant à une fréquence de *chatter*.

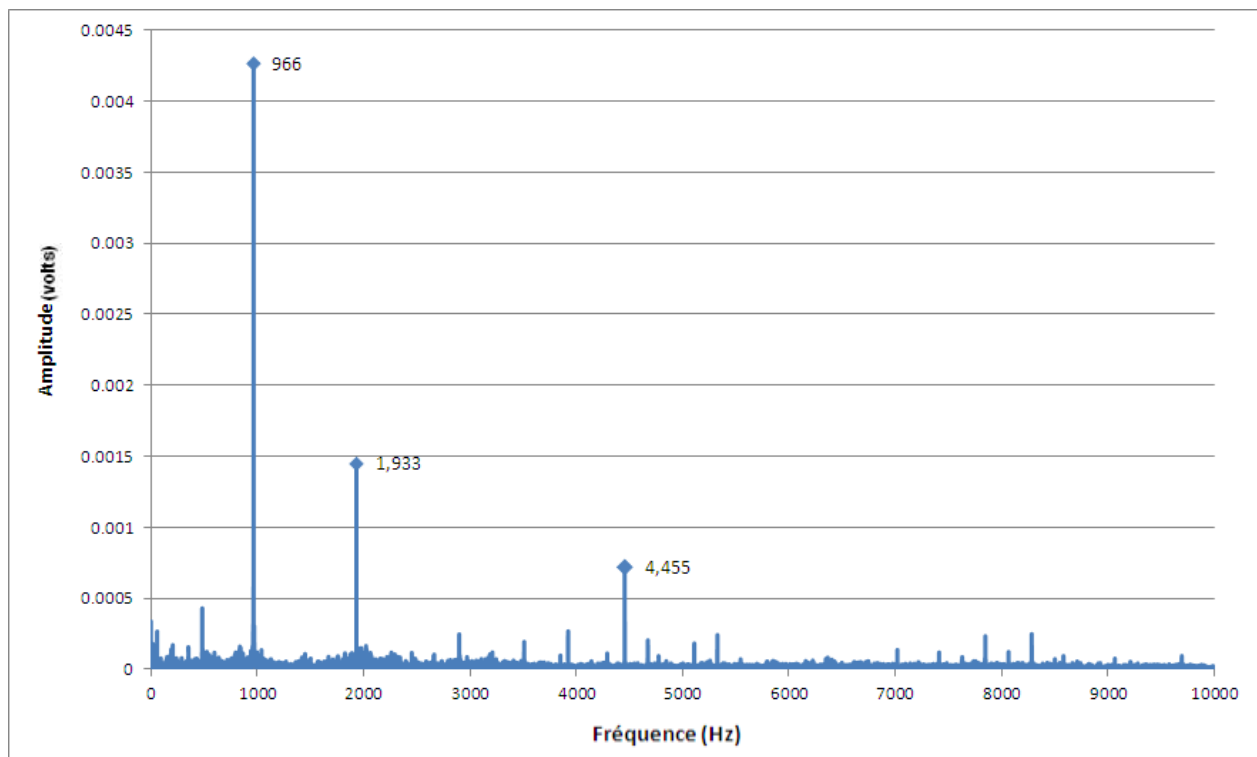


Figure 4-5: Spectre fréquentiel du signal avec présence de chatter

Outre la fréquence, l'amplitude de la fréquence de *chatter* est également importante afin de déterminer le niveau de sévérité du *chatter*. Ainsi, une fréquence de *chatter* sera considérée significative si son amplitude est supérieure à 25% de l'amplitude de la fréquence dominante. C'est le cas de la fréquence de *chatter* visible sur le spectre de la figure 4-5 où son amplitude

représente 17% de l'amplitude dominante à 966 Hz. Dans le chapitre 5, l'explication du seuil de 25% sera plus élaborée.

Finalement, le spectre de fréquence permet non seulement de détecter le *chatter*, mais également d'identifier à quelle fréquence. Cette dernière, une fois déterminée, permettra d'identifier une nouvelle vitesse de rotation de la broche qui éliminera cette fréquence afin d'obtenir une coupe stable. La section 4.3 explique comment cela est possible.

4.3 Calcul des nouveaux paramètres de coupe

Tel que décrit dans la section 2.3, l'équation 2.23 permet de calculer la vitesse de rotation de la broche n en fonction de la fréquence de *chatter* f_c , du nombre d'oscillations k , de la fraction d'oscillations générées $\varepsilon/2\pi$ ainsi que du nombre de dents de l'outil de coupe z :

$$n = \frac{f_c}{\left(k + \frac{\varepsilon}{2\pi}\right)z}$$

En se basant sur certaines études [14], [15], il est important de déterminer la valeur de la fraction d'oscillations générées $\varepsilon/2\pi$. En reprenant l'équation 2.22 de la section 2.3 :

$$a_{\lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega_c)}$$

nous constatons qu'une profondeur de coupe négative n'est pas physiquement possible. Ainsi, la partie réelle de la fonction de transfert $G(\omega_c)$ doit être négative et on observe sur la figure 4-6 que ε se situe entre π et 2π . De plus, afin d'obtenir une profondeur de coupe maximale, la partie réelle doit approcher zéro ce qui fait tendre ε vers 2π . Donc, en considérant que pour obtenir une profondeur de coupe maximale, la différence de phase ε doit tendre vers 2π , l'équation 2.23 devient

$$n = \frac{f_c}{(k+1)z} \tag{4.1}$$

où k est un entier supérieur ou égal à zéro. Cette équation est donc celle utilisée pour calculer la nouvelle vitesse de rotation en fonction de la fréquence de *chatter* détectée. La valeur de k est

déterminée initialement en divisant la fréquence de *chatter* par la fréquence de passage de dent et en arrondissant à l'entier inférieur. De cette manière, le nombre d'itérations afin de trouver une valeur de k permettant de trouver une vitesse de rotation incluse dans les limites physiques de la machine et le plus près possible de la vitesse initiale est minimiser à deux. Cette relation a été déterminée à l'aide des multiples tests réalisés.

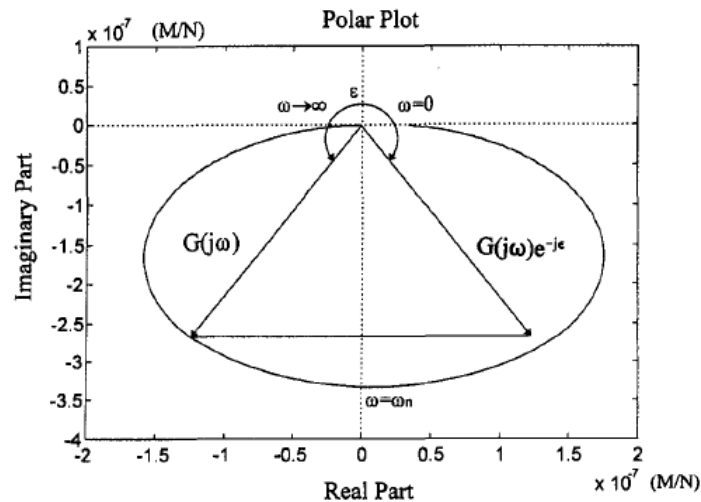


Figure 4-6: Graphique polaire de la fonction de transfert

Tarng, Y.S. & Lee, E.C. A critical investigation of the phase shift between the inner and outer modulation for the control of machine tool chatter. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 37(12), 1663. © 1997 Elsevier Science Ltd (1997).

Le deuxième paramètre à calculer est la vitesse d'avance. La vitesse d'avance F dépend de la vitesse de rotation n , du nombre de dents z de l'outil ainsi que de l'épaisseur du copeau h .

$$F = n \times z \times h \quad (4.2)$$

Le nombre de dents de l'outil est obtenu en cherchant dans une base de données externe et l'avance par dent est gardée constante par rapport aux paramètres initiaux. Avant d'appliquer une modification des paramètres, l'avance par dent est calculée en extrayant du contrôleur la vitesse de rotation et la vitesse d'avance en cours et en isolant h de l'équation 4.2. De cette manière on s'assure de ne pas dépasser les limites physiques de l'outil de coupe en termes d'épaisseur de copeau. Par exemple, reprenons le signal illustré à la figure 4-5. Une fréquence de *chatter* de

4 455 Hz fut détectée tout près de la quatrième harmonique de la fréquence de passage de dent de 4 835 Hz. Malgré qu'elle soit considérée non significative, des nouveaux paramètres seront calculés à titre d'exemple. La nouvelle vitesse de rotation est obtenue en posant dans l'équation 4.1, f_c à 4455 et z à 2:

$$k = \frac{4455}{966} = 4.6 \rightarrow 4$$

$$n = \frac{4455}{(4+1)^2} = 445.5 \text{ Hz}$$

ce qui représente une vitesse de rotation de 26 730 RPM. Si une valeur de $k = 3$ aurait été utilisée, une vitesse de 33 413 RPM aurait été trouvée, ce qui excède la vitesse maximale de la machine de 33 000 RPM. Ensuite, l'épaisseur du copeau est obtenue en la calculant à partir des paramètres de coupe initiaux, soit 29 000 RPM et 420 po/min.

$$h = \frac{420}{29000 \times 2} = 0.0072 \text{ po}$$

Finalement, la vitesse d'avance est obtenue à l'aide de l'équation 4.2, de la nouvelle vitesse de rotation et en gardant constant l'épaisseur du copeau.

$$F = 26730 \times 2 \times 0.0072 = 384.9 \approx 385 \text{ po/min}$$

En somme, l'analyse spectrale a permis de détecter la présence de *chatter* en obtenant précisément sa fréquence et son amplitude. Cette information est ensuite utilisée pour calculer une nouvelle vitesse de rotation de la broche en utilisant l'équation 4.1 et également une nouvelle vitesse d'avance en utilisant l'équation 4.2. L'étape suivante est d'envoyer cette information au contrôleur de la machine afin qu'il puisse effectuer les modifications en temps réel.

4.4 Envoi de commande au contrôleur de la machine

Afin d'importer et extraire des données d'un contrôleur d'une machine, une interface de communication est nécessaire pour permettre l'échange d'informations entre la machine et une source externe. Étant donné que la solution présentée ici fut développée sur une machine n'ayant pas un contrôleur de type architecture ouverte, l'interface a dû être développée par le

manufacturier de la machine. Cette dernière permet de connecter via Ethernet un ordinateur portable externe au contrôleur de la machine. Ensuite, l'utilisation de fonctions développées en langage C permet d'appeler les fonctionnalités de la librairie voulues, par exemple d'augmenter la vitesse de rotation, la vitesse d'avance ou même d'identifier le numéro de l'outil de coupe en utilisation. L'échange d'information entre l'ordinateur externe et le contrôleur se fait à travers Microsoft Message Queue (MSMQ) ou Windows Socket (WinSock).

Par conséquent, six fonctions sont principalement utilisées pour l'échange d'informations. Tout d'abord, la fonction *mdncinf_spindle_motor_speed* permet d'obtenir la vitesse de rotation à laquelle la broche tourne, la fonction *mdncinf_spindle_feed* retourne la vitesse d'avance actuelle et la fonction *mdpro5_spindle_tool* permet de connaître le numéro d'outil de coupe utilisé. Ces trois fonctions permettent donc d'identifier l'épaisseur du copeau programmé, à l'aide de l'équation 4.2, afin de le garder constant lors du calcul de la nouvelle vitesse d'avance. Ensuite, les fonctions *mdncinf_set_spindle_override_e* et *mdncinf_set_feed_override_e* permettent d'envoyer au contrôleur les facteurs multiplicatifs devant être appliqués aux vitesses de rotation et d'avance actuelles. Ce facteur peut être entre 1% et 254% de la valeur programmée. Finalement, une dernière fonction est utilisée afin d'identifier le moment où l'action de coupe commence. Il s'agit de la fonction *mdncinf_spindle_load_meter* qui enregistre la valeur de l'effort appliqué à la broche. Lorsque la broche se met en marche, cette valeur est maximale lors de l'accélération et se stabilise une fois la vitesse de rotation désirée atteinte. Ensuite, l'effort augmente lorsque l'outil de coupe entre en contact avec le matériau et ce phénomène est utilisé comme indicateur de début d'usinage pour l'acquisition de données. Similairement, l'arrêt de l'acquisition se fait lorsque la broche décélère jusqu'à l'obtention d'une vitesse de rotation nulle.

Cette méthode proposée permet, contrairement à l'analyse modale, l'obtention de paramètres de coupe stable en cours d'usinage. L'effet de vieillissement des machines ainsi que la différence dynamique entre les machines identiques est adressée. Cependant, l'effet de vieillissement des machines sera contrôlé jusqu'à un certain point, soit celui où aucune vitesse rotation stable ne peut être obtenue pour la profondeur de coupe programmée. Cette situation se produira lorsqu'une mauvaise programmation du parcours d'usinage est effectuée ou lorsque la broche atteint sa durée de vie normale, engendrant donc une grande perte de rigidité dynamique.

CHAPITRE 5 ESSAIS EXPÉRIMENTAUX

Plusieurs essais expérimentaux furent entrepris dans le cadre de cette étude afin de valider les développements théoriques et ainsi développer une solution adaptée sur la réalité et non sur un modèle mathématique. La première vague d'essais fut entreprise pour valider le programme d'acquisition de données, valider la qualité du signal temporel et finalement, pour mettre à l'épreuve l'algorithme calculant la transformée de Fourier. En deuxième lieu, l'algorithme de calcul des nouvelles vitesses fut approuvé par une autre série d'essais en mode hors ligne et afin de valider la communication avec le contrôleur et l'efficacité de l'échange d'informations. La section qui suit détaillera le montage expérimental ainsi que tous les paramètres d'essais.

5.1 Montage expérimental

Tous les essais furent entrepris dans les mêmes conditions ainsi qu'avec les mêmes équipements et instrumentations. Tout d'abord, tous les tests ont été réalisés dans un milieu industriel sur une machine Makino MAG3.H utilisée pour la fabrication de composantes aéronautiques. Il s'agit d'un centre d'usinage horizontal haute vitesse cinq axes. Elle est équipée d'un contrôleur Fanuc 30i pris en charge par le logiciel de Makino PRO5, d'une broche d'une puissance de 107 HP, un couple de 17.4 lb*pi, une vitesse de rotation maximale de 33 000 RPM, une vitesse d'avance maximale de 1000 po/min et un attachement d'outil HSK80F. La course maximale selon l'axe X est de 118.11 po, en Y de 70.86 po et en Z de 39.37 po. L'axe X est sur la table de la machine alors que les quatre autres axes, Y, Z, A et C sont sur la broche.

Le microphone utilisé est le Shure PG-81. Il s'agit d'un microphone unidirectionnel de type condensateur, ayant une réponse en fréquence de 40 à 18 000 Hz, une sensibilité de 4 mV/Pa et opérant à des températures entre -29 à 57 °C. Étant donné l'environnement hasardeux dans lequel il est soumis, une gaine de protection en plastique imperméable recouvrait le microphone et son filage. Il a été placé à l'intérieur de la machine, au-dessus de la table de montage et continuellement vis-à-vis de la broche (figure 5-1). Il est installé sur une structure fixe qui ne se déplace pas selon l'axe X avec la table et reste donc en tout temps devant la broche pour acquérir un signal de qualité. La carte d'acquisition est le modèle USB-9234 de National Instruments. Elle

possède une résolution de 24 bit, la fréquence d'échantillonnage peut aller jusqu'à 51 200 échantillons par seconde et possède une plage de voltage de ± 5 V. Comme le montre la figure 5-1, le filage du microphone est suffisamment long pour se rendre à l'extérieur de la machine et se connecter au canal 0 de la carte d'acquisition qui elle est connectée à un ordinateur portable (figure 5-2). En ce qui a trait au traitement de signal, aucun filtre et fenêtre furent appliqués à ce stade-ci afin de valider la faisabilité de la solution proposée. Évidemment, dans le cadre des prochaines étapes, des techniques de traitement de signal adéquates doivent être élaborées afin de rendre la solution plus robuste et viable pour une industrialisation.



Figure 5-1: Montage expérimental

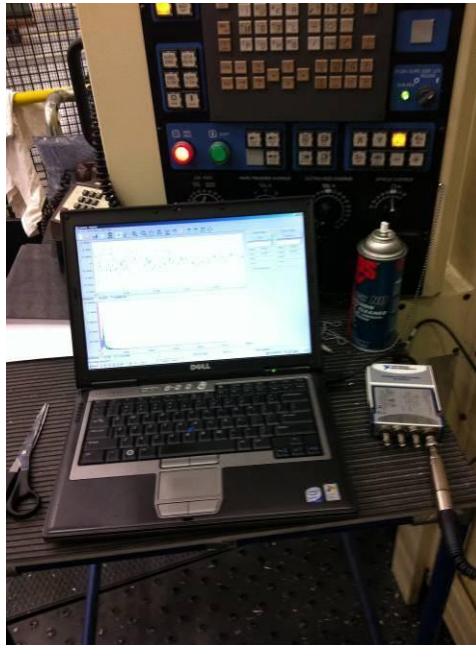


Figure 5-2: Montage PC avec carte d'acquisition

5.2 Phase 1 – Seuil de détection du *chatter*

Des essais ont été réalisés afin de tenter de trouver une relation entre le fini de surface de la pièce ainsi que l'amplitude spectrale de la fréquence de *chatter*. Le tableau 5.1 présente les résultats.

Tableau 5.1: Fini de surface R_a des différents essais de coupe

No. d'outil	Largeur de coupe (po)	Prof. de coupe (po)	Vitesse de rotation (RPM)	Vitesse d'avance (po/min)	Fini de surface R_a (μpo)	% Amp.
3	0.680	0.100	22000	220	70	3
3	0.680	0.100	27000	220	137	100
3	0.680	0.120	20750	170	45	0
6	0.900	0.300	26500	420	40	11
6	0.900	0.500	29000	420	50	0
6	0.900	0.450	19330	280	40	9
9	0.780	0.300	33000	660	175	6
9	0.780	0.300	25000	500	170	0
9	0.780	0.300	21000	420	230	0
9	0.780	0.350	33000	660	160	5
11	0.600	0.220	30000	480	100	0
11	0.600	0.220	33000	530	95	3
11	0.750	0.250	24000	385	140	0

Suite à ces résultats, il est conclu que la rugosité R_a n'est pas le paramètre le plus adéquat pour déterminer la sévérité du *chatter*. En observant le tableau 5.1, on remarque qu'il n'y a pas de relation directe entre l'amplitude de la fréquence de *chatter* et le fini de surface R_a . Cela est dû au fait que plusieurs paramètres influencent le fini de surface autre que la vibration dont, la vitesse d'avance, la géométrie de l'outil, la profondeur de coupe ainsi que la largeur de coupe. Par conséquent, le seuil de détection est établi à 25% en fonction de la revue de littérature combinée avec le type de son émanant lors des essais de coupe. Dans une prochaine phase, une investigation supplémentaire sera requise pour raffiner ce seuil à l'aide d'une analyse de surface plus approfondie.

5.3 Phase 2

Cette phase a permis de bien comprendre le type de signal émanant de l'intérieur de la machine et valider les paramètres d'acquisition et d'analyse spectrale. Deux différents outils de coupe furent utilisés pour ce test à différentes conditions d'usinage. Les caractéristiques des outils se trouvent dans le tableau 5.2 et une représentation graphique est disponible à l'annexe 1. Le matériau usiné est de l'aluminium 7475 en condition T7351 de dimension de 50 x 12 x 5 po.

Tableau 5.2: Caractéristiques des outils de la phase 2

No. d'outil	Diamètre (po)	Nb de dents	Longueur de coupe (po)	Dégagement (po)	Rayon de coin (po)	Matériau	Angle d'attaque	Angle d'hélice
1	0.978	2	1	3.375	0.063	Carbure	11	45
2	0.472	2	0.625	1.625	0.063	Carbure	11	37

Les outils 1 et 2 sont des outils d'ébauche en carbure solide et les conditions d'usinage testées de chacun des outils se retrouvent dans le tableau 5.3.

Tableau 5.3: Conditions d'usinage des outils du test 1

No. d'outil	Largeur de coupe (po)	Profondeur de coupe (po)	Vitesse de rotation (RPM)	Fréquence de passage de dent (Hz)	Vitesse d'avance (po/min)	No. de la condition
1	0.978	0.200	30000	1000	540	1.1
1	0.978	0.200	30000	1000	360	1.2
1	0.978	0.200	33000	1100	540	1.3
2	0.472	0.200	24700	823	250	2.1
2	0.472	0.200	22000	733	250	2.2
2	0.472	0.200	20000	667	250	2.3

Les conditions d'usinage furent déterminées à la suite d'une analyse modale effectuée dans le but d'obtenir les lobes de stabilité de chacun et également en se fiant sur les conditions utilisées en production. Par conséquent, des conditions de coupe stable ainsi que des conditions provoquant potentiellement du *chatter* furent choisies.

5.3.1 Test no. 1

L'analyse modale permet de démontrer que l'outil 1 possédait quatre modes vibratoires distincts (figure 5-3). Le premier, qui n'est pas vraiment significatif, se situe à 484 Hz, le second, étant le mode dominant est à 762 Hz, le troisième à 2111 Hz et finalement le quatrième à 3001 Hz.

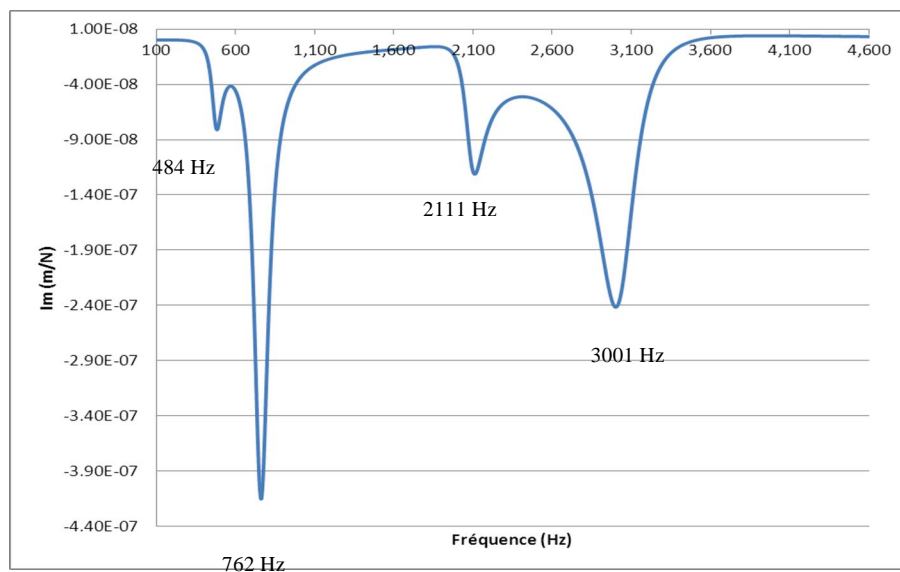


Figure 5-3: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 1

Les figures qui suivent montrent les signaux audio ainsi que les spectres de fréquences obtenus pour chacune des conditions de coupe du tableau 5.3.

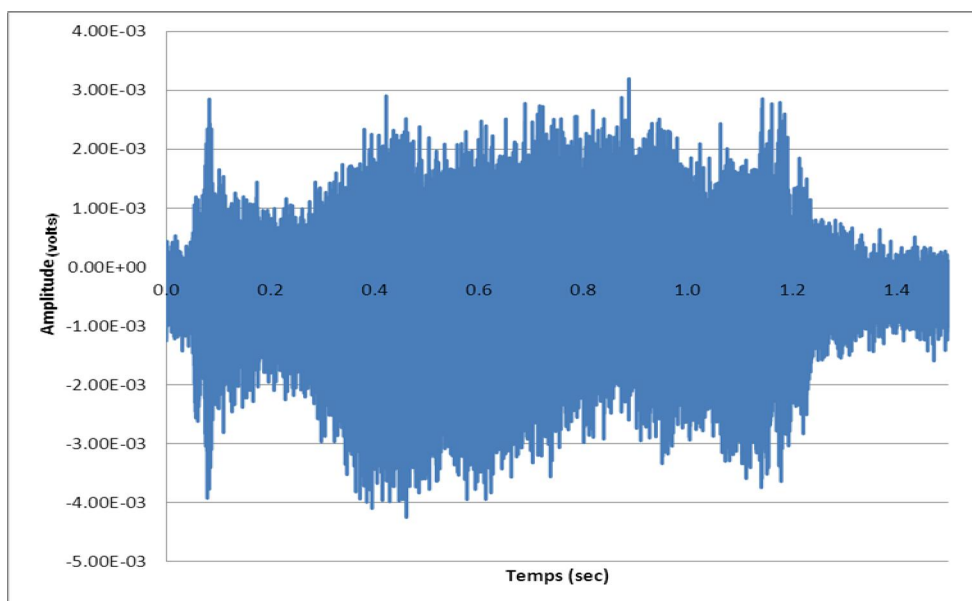


Figure 5-4: Signal audio de la condition 1.1

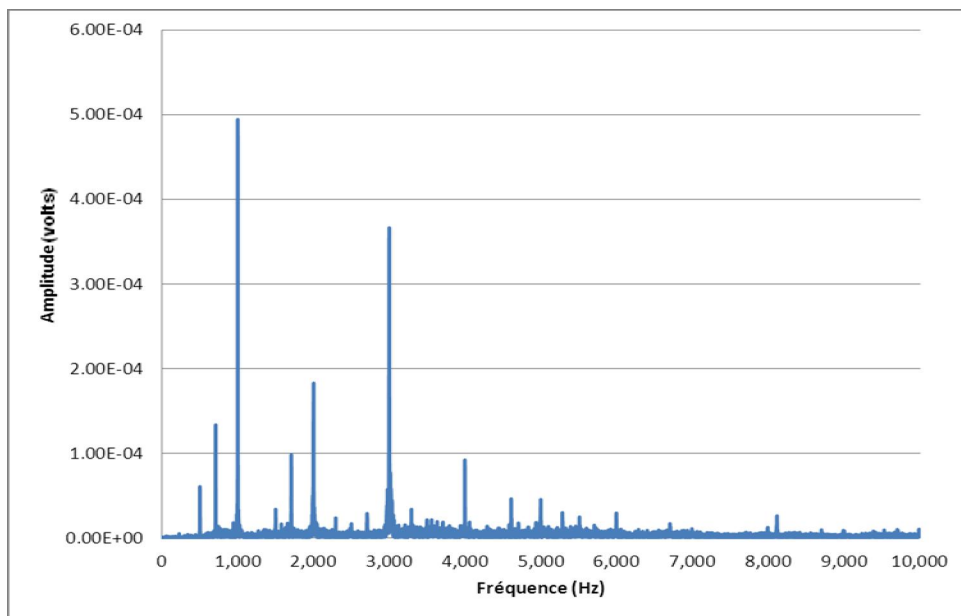


Figure 5-5: Spectre de fréquences de la condition 1.1

Le spectre de fréquences de la figure 5-5 montre clairement les trois fréquences dominantes 1000, 2000 et 3000 Hz, représentant respectivement la fréquence de passage de dent, la première

harmonique et la deuxième harmonique. On observe également une fréquence à 706 Hz et une autre à 1710 Hz, mais à de faibles amplitudes. Ces deux fréquences sont potentiellement des fréquences de *chatter*, mais ne sont pas reflétées dans le graphique du signal temporel étant donné leur faible amplitude. Ils n'auront donc aucun effet significatif sur la qualité de la pièce au niveau du fini de surface.

Dans le cas de la condition 1.2, une fréquence dominante de *chatter* à 706 Hz est visible sur la figure 5-7. Cette fréquence est très près du mode dominant du montage O-PO-M de 762 Hz. De plus, la condition 1.2 est similaire à 1.1 avec comme seule différence la vitesse d'avance qui est inférieure dans le cas de 1.2 (360 po/min vs 540 po/min). Malgré que cette fréquence soit aussi visible dans le spectre de la condition 1.1 à une amplitude presque cinq fois moins élevée, la réduction de la vitesse d'avance a engendré une instabilité dans le procédé. Ceci est dû au fait que lorsque la vitesse d'avance augmente, les coefficients d'efforts de coupe diminuent, réduisant du même coup le gain et permet à la coupe d'éviter le *chatter*. Par ailleurs, en observant le graphique du signal temporel de la figure 5-6, l'amplitude montre une tendance croissante ce qui est également une particularité du *chatter*.

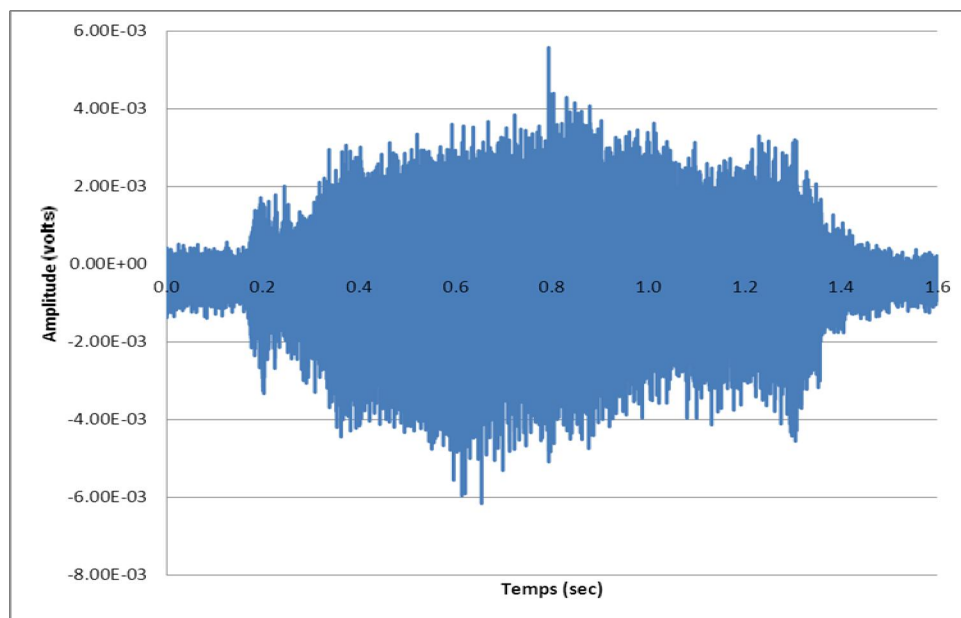


Figure 5-6: Signal audio de la condition 1.2

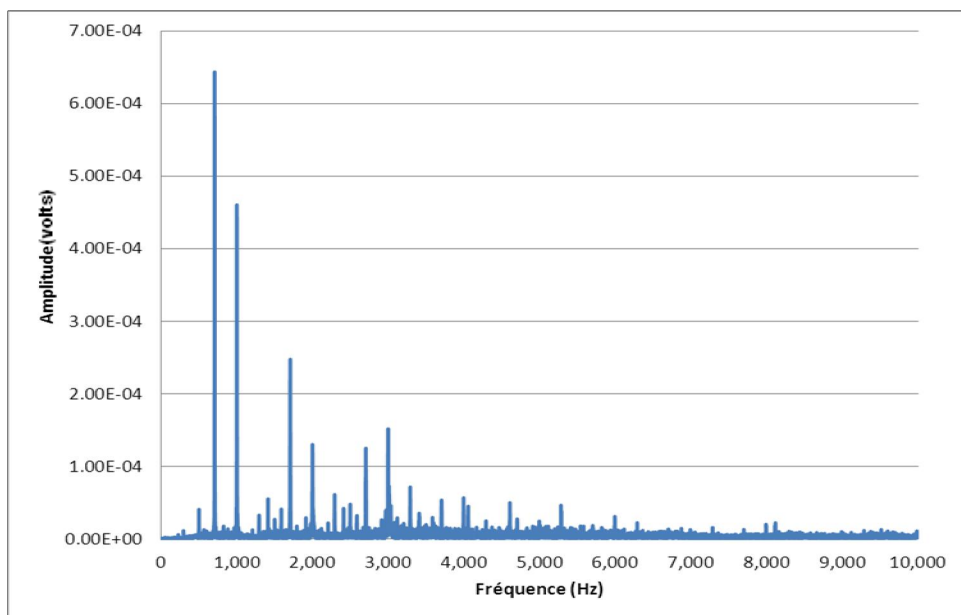


Figure 5-7: Spectre de fréquences de la condition 1.2

Le spectre de fréquences du bruit ambiant avant et après l'action de coupe est analysé afin de valider la provenance de la fréquence de 706 Hz (figure 5-8). On en observe que cette fréquence n'est pas présente dans le spectre, confirmant ainsi qu'elle provient de l'action de coupe.

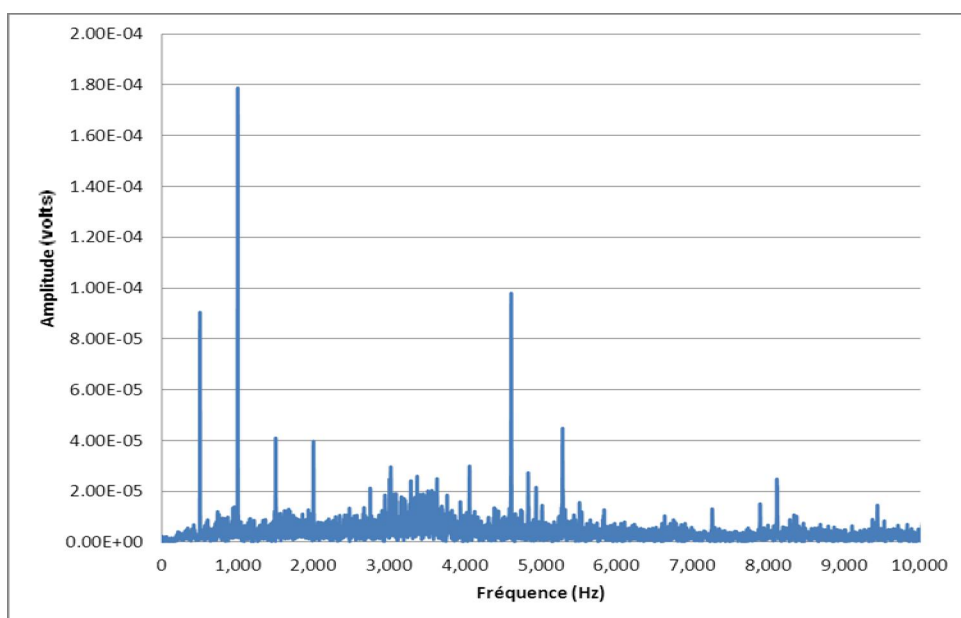


Figure 5-8: Spectre de fréquences du bruit ambiant de la condition 1.2

Dans la condition 1.3, du *chatter* est également détecté en observant le signal temporel ainsi que le spectre de fréquence. Sur le graphique de la figure 5-9, on remarque qu'à partir du moment que l'usinage commence, soit à 0.1 seconde jusqu'à 0.2 seconde, l'amplitude semble stable. De 0.2 à 0.4 seconde, une augmentation croissante est observée et par la suite, jusqu'à 0.8 seconde, un retour vers la stabilité semble s'installer avant que le *chatter* réapparaisse jusqu'à l'interruption de l'usinage. Dans le spectre de fréquence (figure 5-10), la fréquence dominante de 734 Hz est encore une fois près du mode dominant de la structure (762 Hz) ce qui permet de conclure qu'il s'agit bien d'une fréquence de *chatter*.

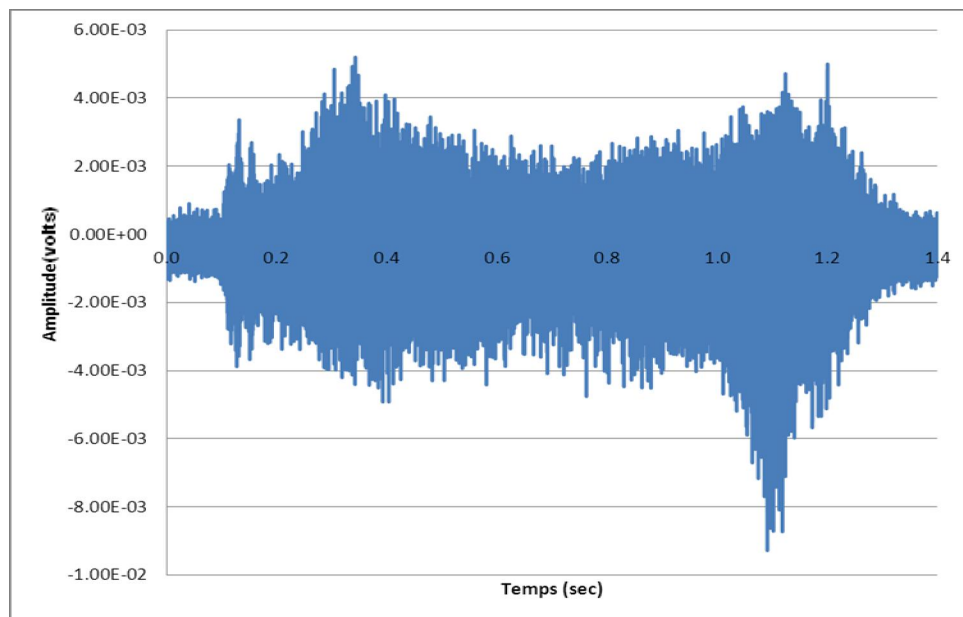


Figure 5-9: Signal audio de la condition 1.3

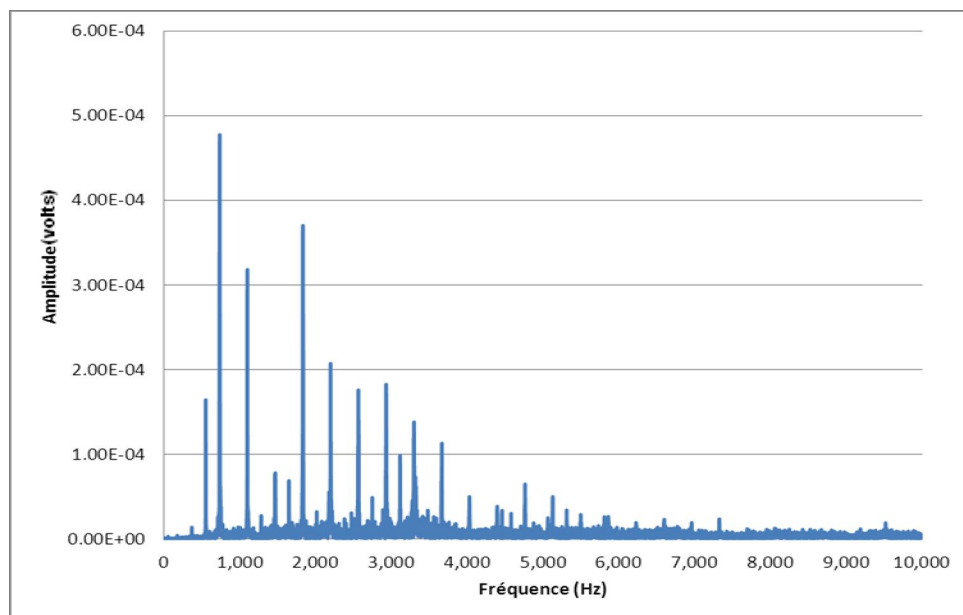


Figure 5-10: Spectre de fréquences de la condition 1.3

5.3.2 Test no. 2

Dans le cas du deuxième outil testé, la fonction de transfert de la figure 5-11 présente les cinq modes vibratoires; 1066 Hz, 1661 Hz, 2692 Hz, 3191 Hz et 6336 Hz.

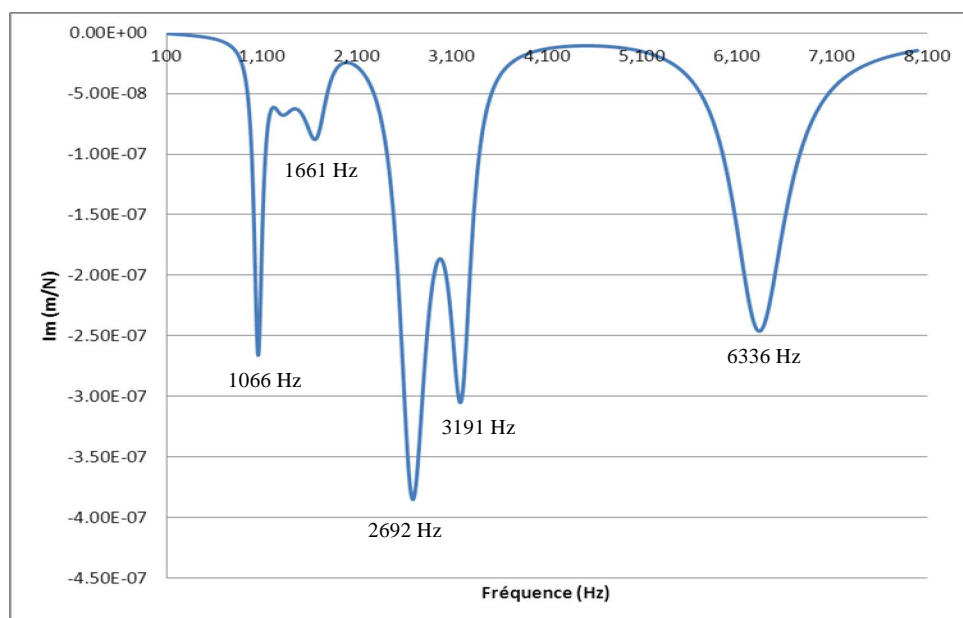


Figure 5-11: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 2

La condition 2.1 ne montre aucun signe de *chatter* comme en témoigne le spectre fréquentiel. La fréquence dominante est la fréquence de passage de dent de 823 Hz. On peut également apercevoir la première harmonique de 1646 Hz ainsi que la deuxième de 2469 Hz. La même conclusion peut être apportée pour la condition 2.2. L'usinage est stable et la fréquence dominante est encore une fois la fréquence de passage de dent, cette fois-ci à 733 Hz.

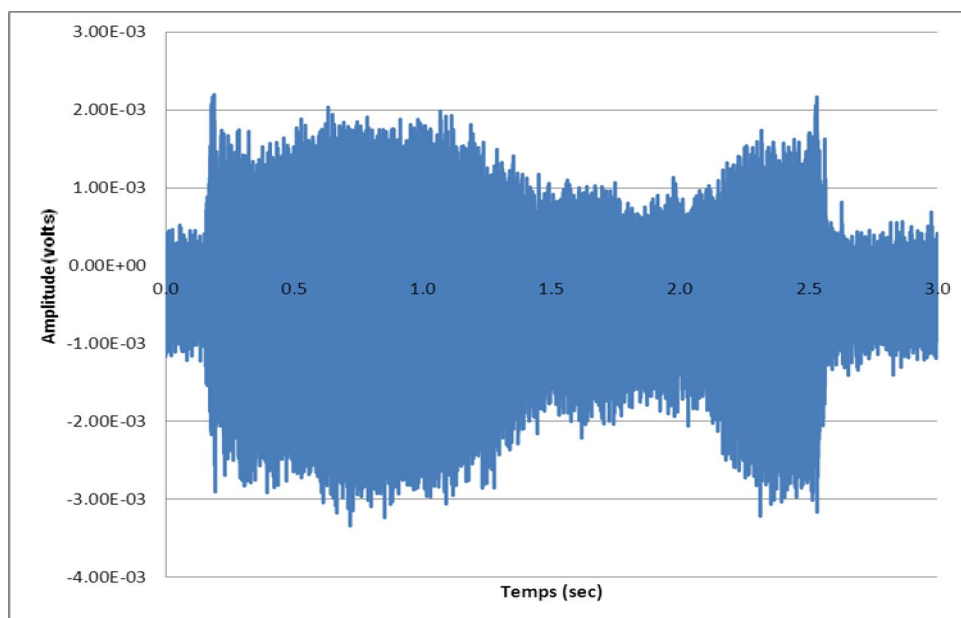


Figure 5-12: Signal audio de la condition 2.1

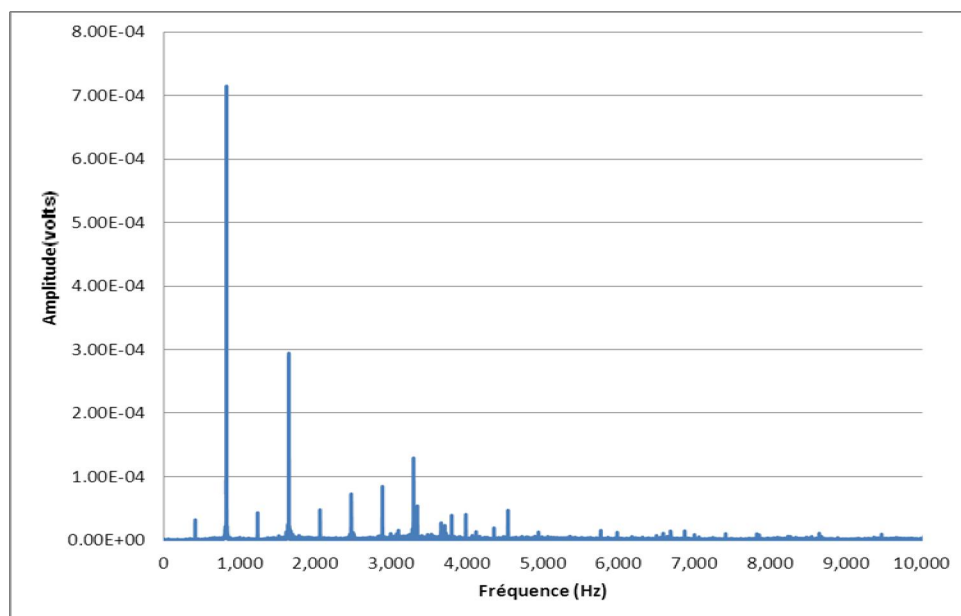


Figure 5-13: Spectre de fréquences de la condition 2.1

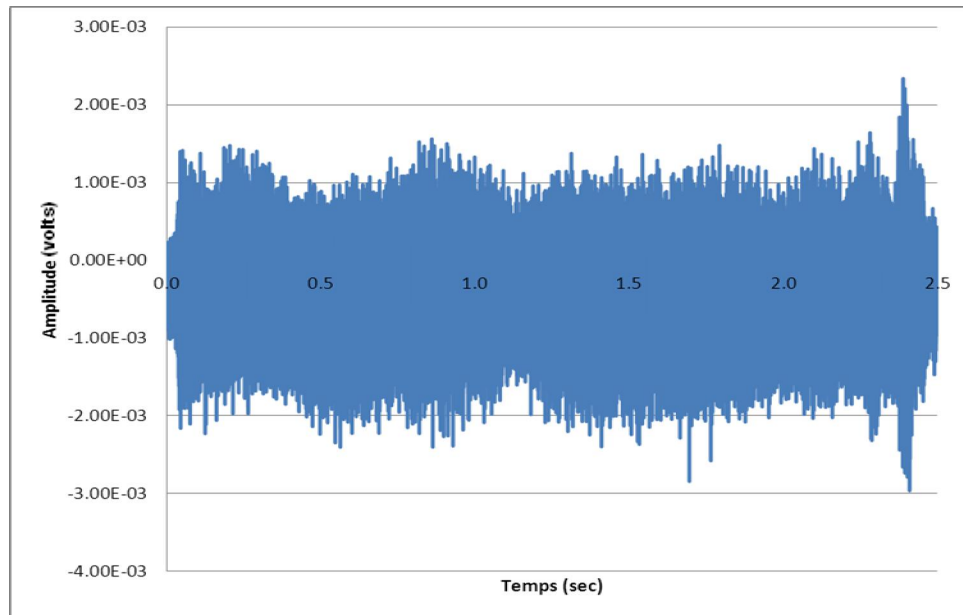


Figure 5-14: Signal audio de la condition 2.2

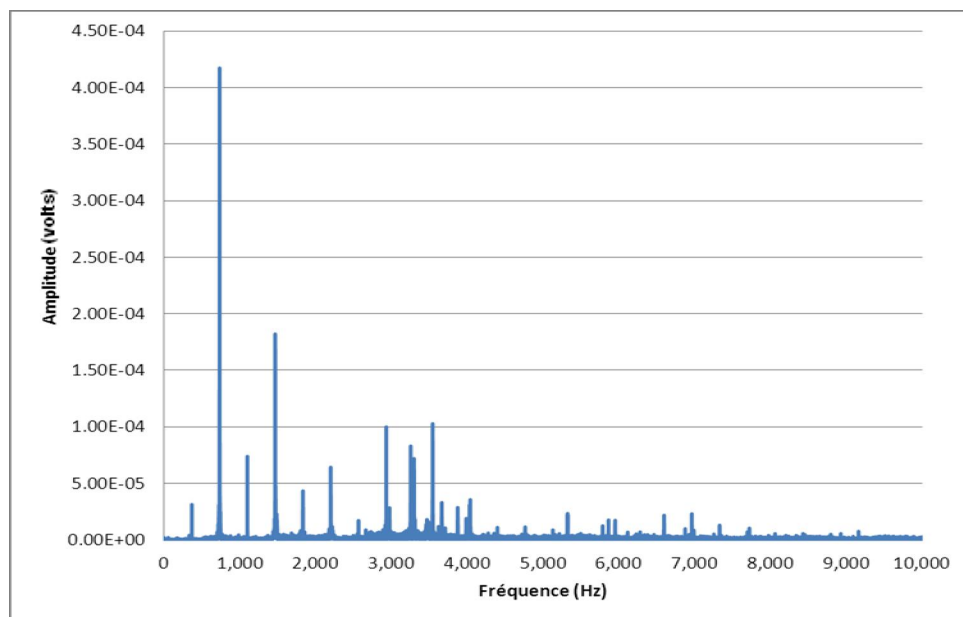


Figure 5-15: Spectre de fréquences de la condition 2.2

La dernière condition de la première phase de tests montre du *chatter* assez significatif. Tout d'abord, sur le graphique de la figure 5-16, nous observons une forte croissance en amplitude par rapport au début de l'usinage à 0.1 seconde. Ensuite, la fréquence dominante dans le spectre se

située à 3135 Hz et possède une amplitude 6.33 fois plus élevée que la fréquence de passage de dent. Cette fréquence de *chatter* se situe tout près du quatrième mode vibratoire de la structure de 3191 Hz.

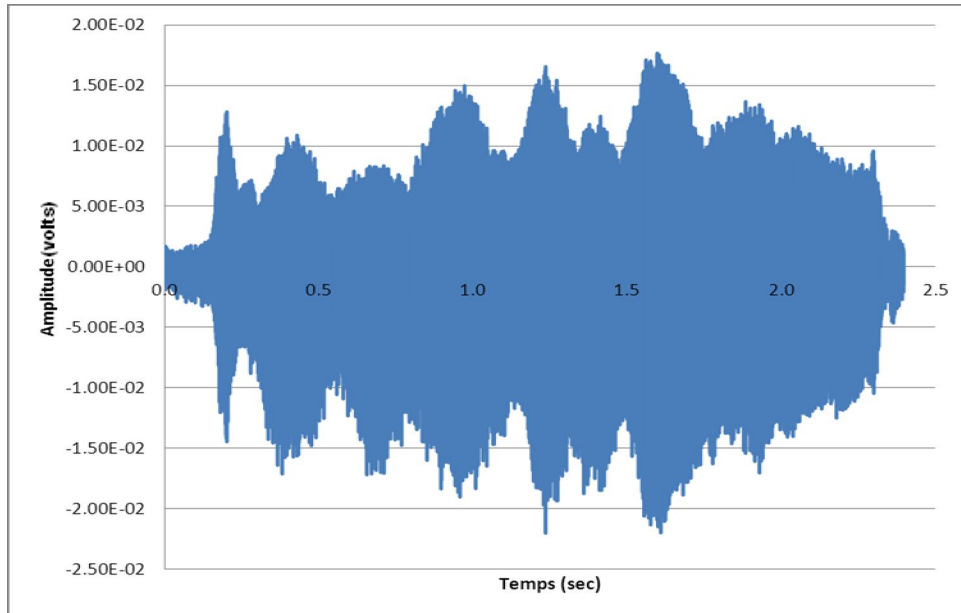


Figure 5-16: Signal audio de la condition 2.3

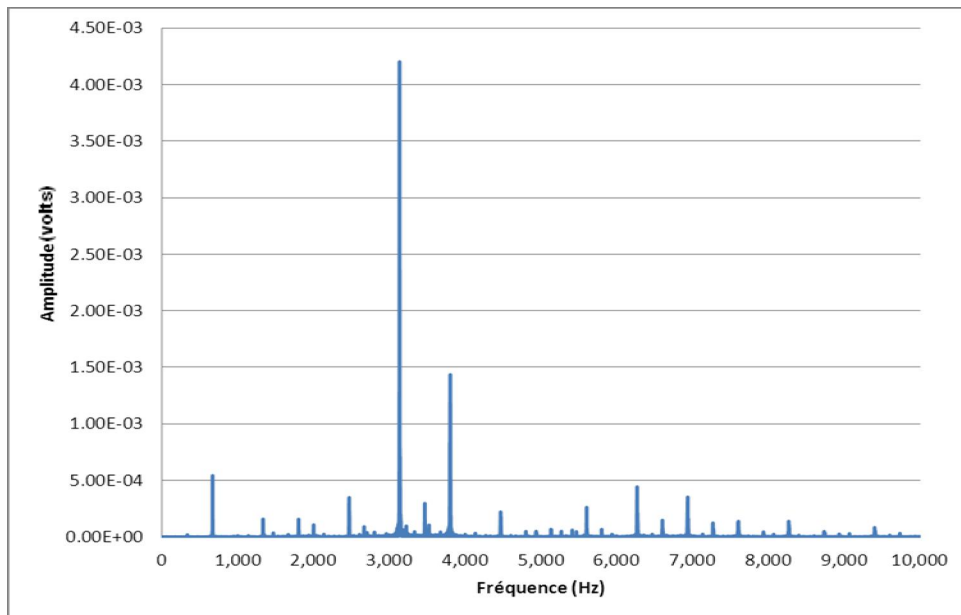


Figure 5-17: Spectre de fréquences de la condition 2.3

5.4 Phase 3

Cette troisième série de tests permet de valider que l'algorithme de calcul des nouveaux paramètres de coupe élimine efficacement le *chatter*. Pour ce faire, des tests de coupe ont été réalisés pour générer du *chatter* intentionnellement et en fonction de la fréquence de *chatter* obtenue dans le spectre de fréquence, une nouvelle vitesse de rotation est calculée. Ensuite, un second test de coupe est effectué avec les nouveaux paramètres de coupe et le spectre est analysé afin de vérifier que le *chatter* est éliminé.

Tableau 5.4: Caractéristiques des outils de la phase 2

No. d'outil	Diamètre (po)	Nb de dents	Longueur de coupe (po)	Dégagement (po)	Rayon de coin (po)	Matériau	Angle d'attaque	Angle d'hélice
3	0.750	2	0.750	4.375	0.063	Carbure	11	45
4	0.375	3	0.500	1.475	0.063	Carbure	11	37
5	0.750	2	0.750	2.375	0.250	Carbure	11	45
6	1.260	2	1.000	3.110	0.063	Carbure	11	45

5.4.1 Test no. 1

La première condition, nommée 3.1, est réalisée avec une fraise à ébauche en carbure solide ayant un diamètre de 0.750'' et composée de deux dents. Cet outil sera nommé outil no.3. La matière usinée est celle décrite dans la section 5.2 et les paramètres de coupe sont les suivants :

- Vitesse de rotation de 27 000 RPM (fréquence de passage de dent à 900 Hz)
- Vitesse d'avance de 220 po/min
- Profondeur de coupe de 0.100''
- Largeur de coupe de 0.680''

La fonction de transfert de cet outil est présentée dans la figure 5-18 et deux modes vibratoires sont observés, soit 712 Hz étant le mode dominant et 1438 Hz. Ainsi, le *chatter* attendu devrait être près d'un des modes. La figure 5-19 présente le spectre de fréquences obtenu en usinant avec

la condition de coupe 3.1. On y observe une fréquence dominante à 691.6 Hz représentant du *chatter*. Cette fréquence est près du mode dominant observé sur la figure 5-18 de 712 Hz et est inférieure à la fréquence de passage de dent de 900 Hz. Ceci signifie que l'oscillation k sera posée égale à zéro. Le deuxième mode est également sollicité, car une fréquence de 1591 Hz est également présente dans le spectre. Les trois autres fréquences significatives sont la vitesse de rotation de la broche à 450 Hz, la fréquence de passage de dent à 900 Hz ainsi que sa première harmonique à 1800 Hz. La fréquence de *chatter* de 691.6 Hz est donc celle devant être éliminée.

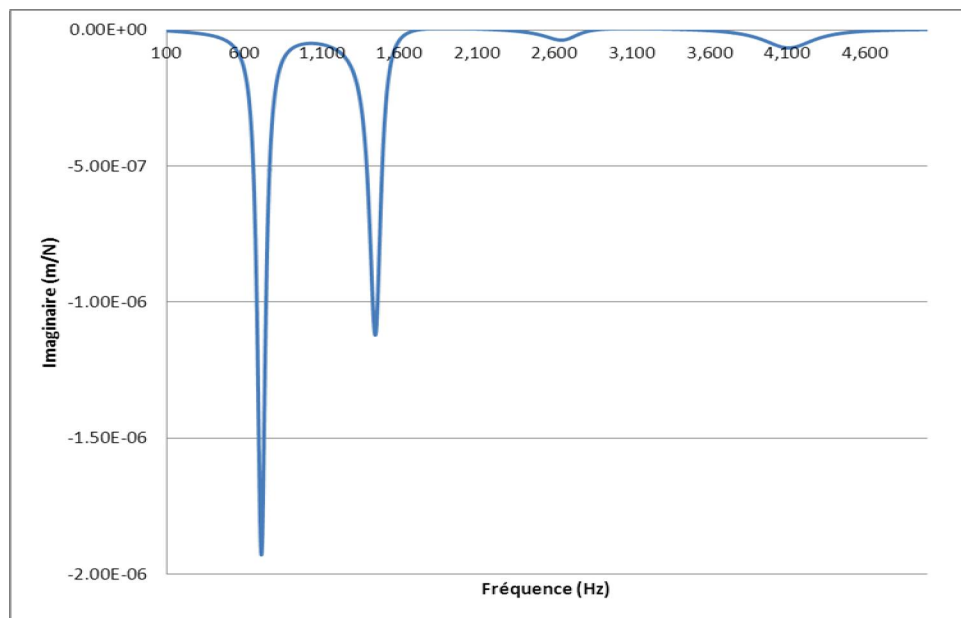


Figure 5-18: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil no.3

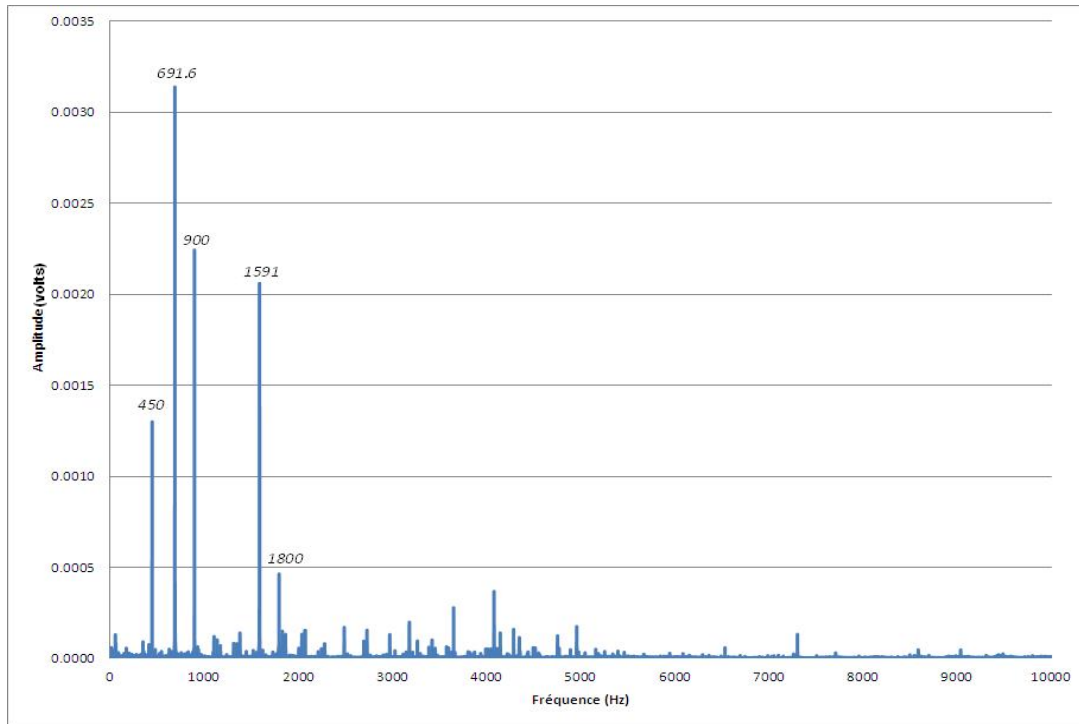


Figure 5-19: Spectre de fréquences de la condition 3.1

Tout d'abord, la nouvelle vitesse de rotation est calculée à l'aide de l'équation 4.1 et en posant f_c égale à 691.6.

$$k = \frac{691.6}{900} = 0.77 \rightarrow 0$$

$$n = \frac{f_c}{(k+1) \times z} = \frac{691.6}{(0+1) \times 2} = 345.8 \text{ Hz}$$

Afin d'obtenir la vitesse en tr/min, nous multiplions par 60 pour obtenir 20 748 RPM que nous arrondissons à 20 750 RPM. Ensuite, l'épaisseur du copeau h est déterminée en fonction de l'équation 4.2 ainsi que des paramètres de coupe utilisés dans la passe ayant provoqué du *chatter*.

$$h = \frac{F}{n \times z} = \frac{220}{27000 \times 2} = 0.004 \text{ po}$$

Finalement, toujours selon l'équation 4.2, une nouvelle vitesse d'avance F est calculée en fonction de la nouvelle vitesse de rotation n et en gardant l'épaisseur du copeau h constant.

$$F = n \times z \times h = 20750 \times 2 \times 0.004 = 166 \text{ po/min}$$

Ainsi, une seconde passe d'usinage, condition 3.2, est effectuée en conservant la même profondeur et largeur de coupe que la condition 3.1, mais en utilisant la vitesse d'avance, arrondie à 170 po/min, et la vitesse de rotation calculée précédemment de 20 750 RPM. La figure 5-20 illustre le spectre de fréquence obtenu. Le résultat montre qu'aucune présence de *chatter* n'est visible. Les trois fréquences significatives du spectre sont la fréquence de passage de dent à 691 Hz, sa première harmonique à 1382 Hz et sa deuxième harmonique à 2073 Hz. Ceci confirme donc que l'algorithme de calcul des nouveaux paramètres est efficace dans cette condition.

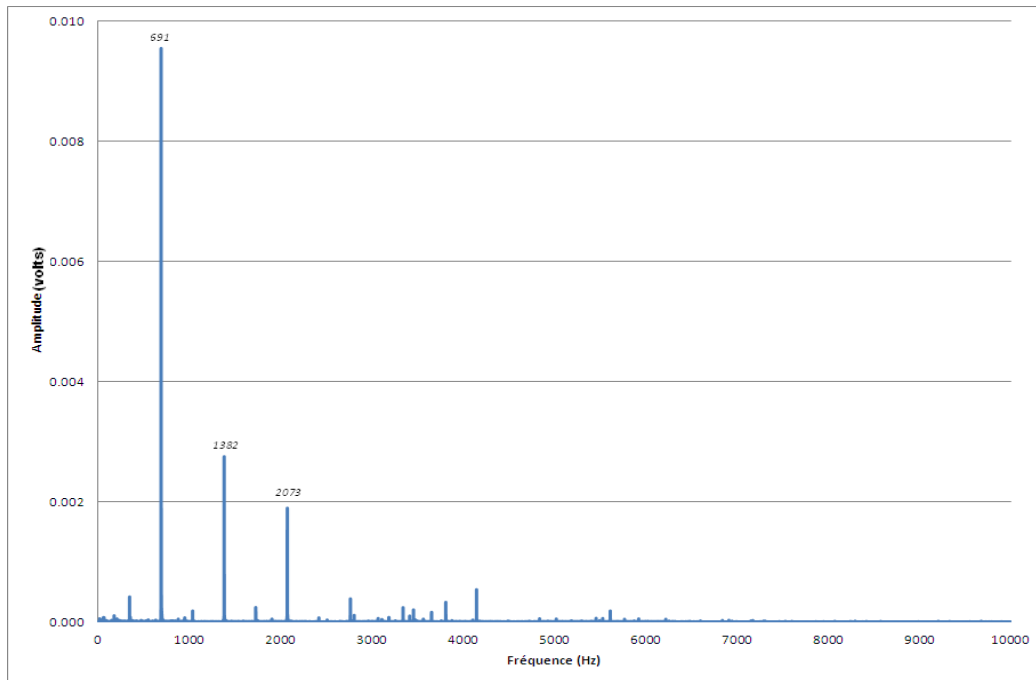


Figure 5-20: Spectre de fréquences de la condition 3.2

5.4.2 Test no. 2

Une seconde validation est effectuée pour mettre à l'épreuve la technique d'élimination du *chatter*. Cette fois-ci, l'outil no 4, un outil de fraisage de 0.375'' de diamètre, est utilisé pour réaliser les tests de coupe. Il s'agit encore une fois d'un outil en carbure solide, mais possédant trois dents. La condition de coupe 4.1 possède les caractéristiques suivantes :

- Vitesse de rotation de 28 000 RPM (fréquence de passage de dent à 1400 Hz)
- Vitesse d'avance de 400 po/min
- Profondeur de coupe de 0.090''
- Largeur de coupe de 0.300''

La figure 5-21 illustre la fonction de transfert de l'outil 4. On y retrouve quatre modes distincts, dont le mode dominant à 6107 Hz. Étant donné qu'il s'agit d'un outil de plus petit diamètre, il est normal d'observer des modes à plus haute fréquence comparativement à l'outil no 3 ayant un diamètre deux fois plus grand.

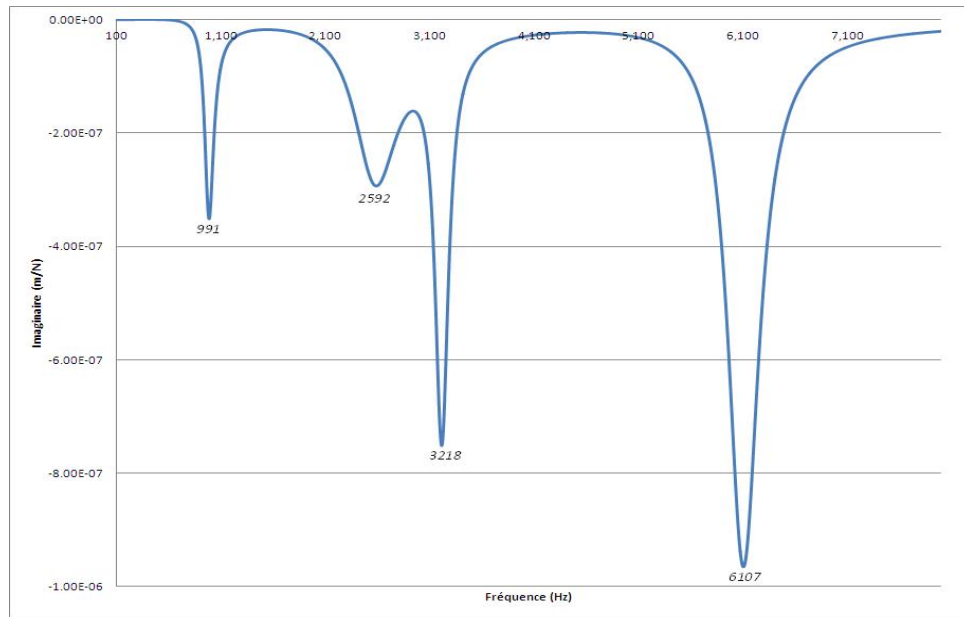


Figure 5-21: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil no.4

La condition 4.1 détaillée précédemment est une coupe ayant généré du *chatter* comme en témoigne la figure 5-22. La fréquence dominante de 6387 Hz ne correspond pas à la fréquence de rotation (467 Hz) ni à aucune de ses harmoniques. De plus, cette fréquence se situe près du mode vibratoire dominant de l'outil no 4 de 6107 Hz. Les conditions 3.1 et 4.1 excitent de façon similaire les modes vibratoires dominants de la structure.

Sur le spectre, on observe principalement la fréquence de rotation de la broche 467 Hz, sa première harmonique de 933 Hz, la fréquence de passage de dent de 1400 Hz, la quatrième harmonique de la vitesse de rotation de 1866 Hz, la première harmonique de la fréquence de passage de dent de 2800 Hz ainsi que la fréquence de *chatter* de 6387 Hz.

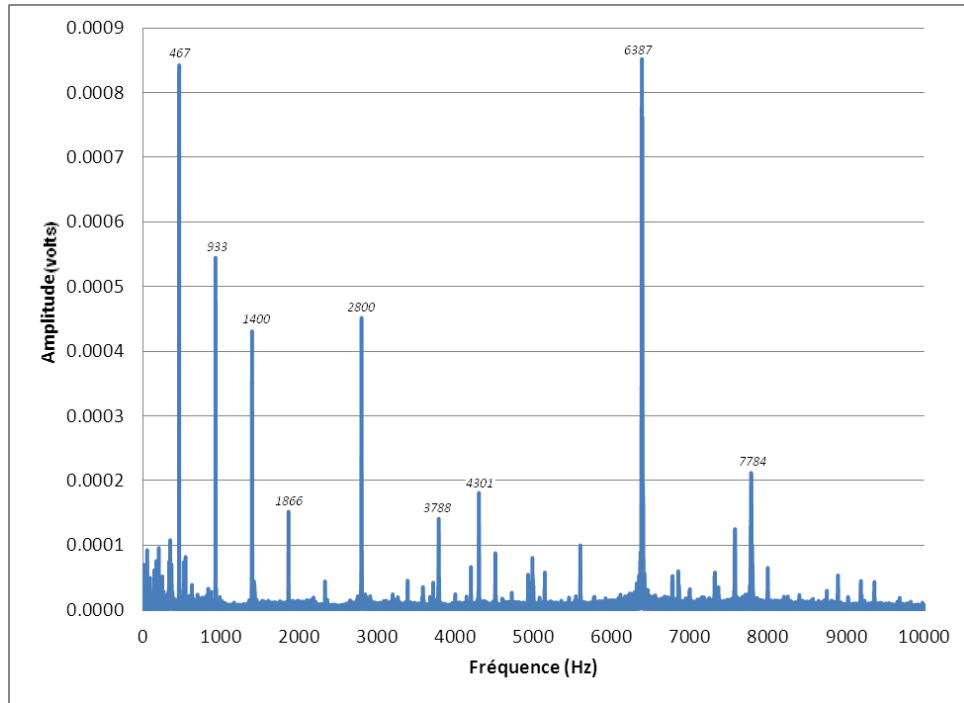


Figure 5-22: Spectre de fréquences de la condition 4.1

En effectuant les mêmes calculs que pour l'outil no.3 et en posant $f_c = 6387$, nous trouvons les nouveaux paramètres de coupe :

$$k = \frac{6387}{1400} = 4.56 \rightarrow 4$$

$$n = \frac{6387}{(4+1) \times 3} = 425.8 \text{ Hz} \rightarrow 25548 \text{ RPM} \cong 25550 \text{ RPM}$$

$$h = \frac{400}{28000 \times 3} = 0.0048 \text{ po}$$

$$F = 25550 \times 3 \times 0.0048 \approx 370 \text{ po/min}$$

Ces nouveaux paramètres constituent la condition 4.2 pour laquelle on en observe le spectre de fréquences à la figure 5-23.

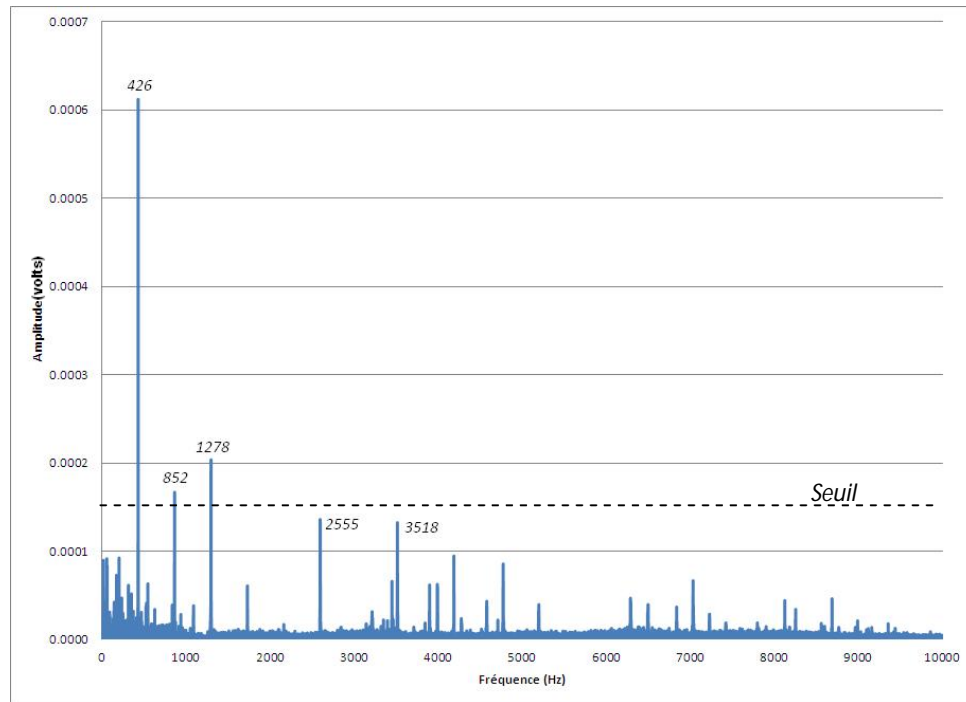


Figure 5-23: Spectre de fréquences de la condition 4.2

La fréquence dominante apparente dans le spectre est maintenant la fréquence de rotation de la broche de 426 Hz. On y observe également sa première harmonique de 852 Hz, la fréquence de passage de dent de 1278 Hz ainsi que sa première harmonique de 2555 Hz et finalement une fréquence de *chatter* de 3518 Hz, correspondant au troisième mode vibratoire de la structure. Cependant, ce *chatter* n'est pas considéré significatif étant donné sa faible amplitude, correspondante à moins de 25% de l'amplitude de la fréquence dominante, établie comme seuil de détection.

5.4.3 Test no. 3

Le troisième test est réalisé en utilisant une fraise à deux dents coupantes ayant un rayon de coin beaucoup plus élevé que les autres outils, soit un rayon de 0.250'' contrairement à 0.063''. Ainsi, l'applicabilité de la méthode pourra être validée pour une plus grande étendue de géométrie d'outils de coupe. La condition de coupe de ce test pour l'outil no.5 est la suivante et sera nommée condition 5.1:

- Vitesse de rotation de 20 000 RPM (fréquence de passage de dent à 667 Hz)
- Vitesse d'avance de 350 po/min
- Profondeur de coupe de 0.700''
- Largeur de coupe de 0.225''

La fonction de transfert est illustrée à la figure 5-24. On y observe trois modes vibratoires, soit le dominant à 868 Hz, le second à 2315 Hz et le troisième à 3133 Hz. Ainsi, le *chatter* attendu apparaîtra près d'une de ces trois fréquences.

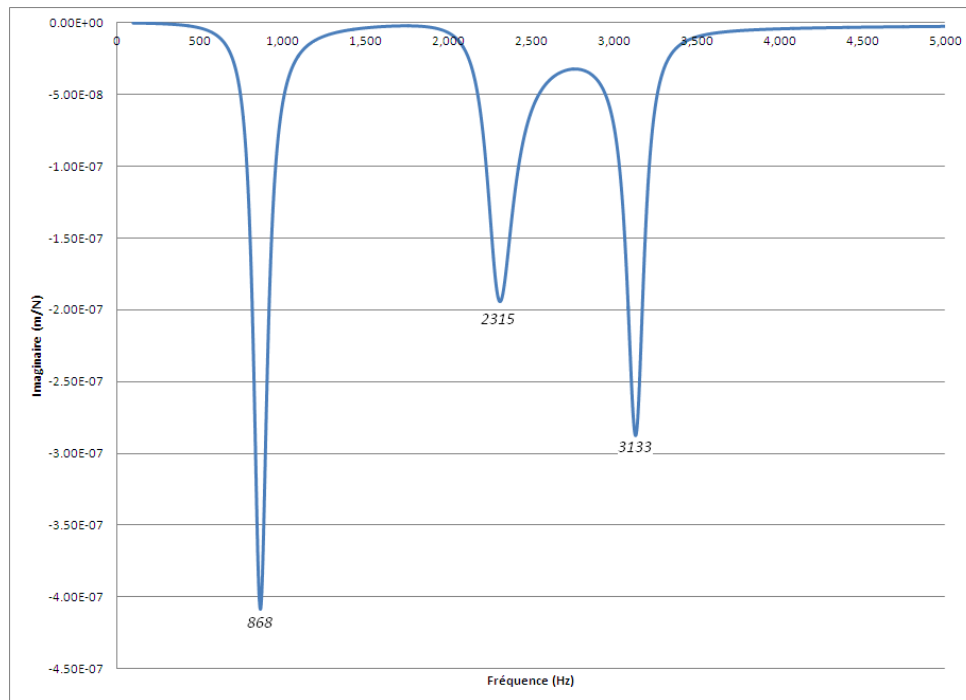


Figure 5-24: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 5

Le signal audio de l'action de coupe utilisant les paramètres décrit précédemment a été encore une fois enregistré et analysé pour obtenir la FFT de la figure 5-25. Le spectre montre trois fréquences significatives, soit la fréquence de passage de dent de 666 Hz qui représente la fréquence dominante du spectre, une fréquence à 745 Hz et une autre à 824 Hz que l'on

soupçonne être du *chatter* en dépassant le seuil de détection. En analysant le spectre plus en détail et en considérant une autre fréquence, mais à faible amplitude de 587 Hz, on remarque un espacement régulier de 79 Hz entre ces quatre fréquences. Contrairement à la fréquence de 824 Hz, les fréquences 587 Hz et 745 Hz ne semblent pas provenir de la structure O-PO-B étant donné qu'aucun mode vibratoire autour de ces fréquences n'existe dans la fonction de transfert de la figure 5-24. Une analyse plus approfondie du signal ainsi que des techniques de traitement de signal seraient nécessaires pour mieux comprendre ce phénomène. Cependant, l'algorithme sera tout de même employé pour éliminer la fréquence de *chatter* de 824 Hz.

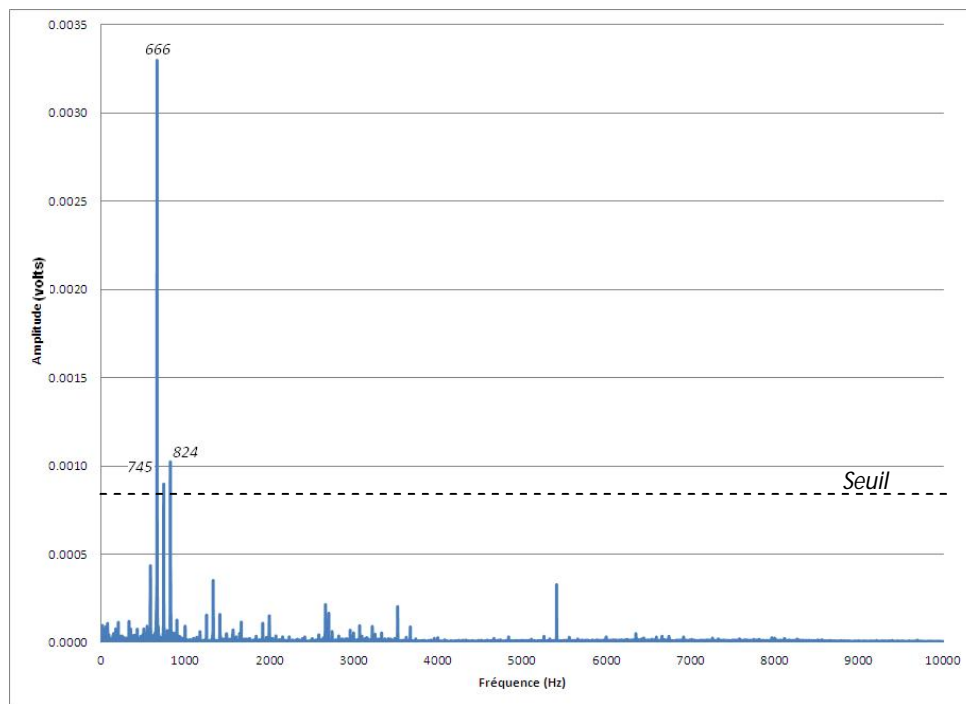


Figure 5-25: Spectre de fréquences de la condition 5.1

Afin de trouver les nouveaux paramètres permettant d'éliminer le *chatter*, on effectue les calculs de correction en posant $f_c = 824$:

$$k = \frac{824}{666} = 1.24 \rightarrow 1$$

$$n = \frac{824}{(1+1) \times 2} = 206 \text{ Hz} \rightarrow 12360 \text{ RPM}$$

En utilisant $k = 1$, la nouvelle vitesse obtenue est nettement inférieure à la vitesse de rotation précédente. Cela causerait un trop grand effort à la machine en termes de puissance et causerait également une grande perte de productivité. Par conséquent, en posant $k = 0$, nous obtenons

$$n = \frac{824}{(0+1) \times 2} = 412 \text{ Hz} \rightarrow 24720 \text{ RPM}$$

où cette vitesse permet, en plus d'éliminer la vibration, une augmentation du taux d'enlèvement de matière. L'épaisseur du copeau programmé h est ensuite calculé et finalement, la nouvelle vitesse d'avance F .

$$h = \frac{350}{20000 \times 2} = 0.0087 \text{ po}$$

$$F = 24720 \times 2 \times 0.0087 \approx 430 \text{ po/min}$$

Ces paramètres constituent donc ceux utilisés pour la condition 5.2 et le résultat est illustré à la figure 5-26 alors que le spectre fréquentiel y est présenté.

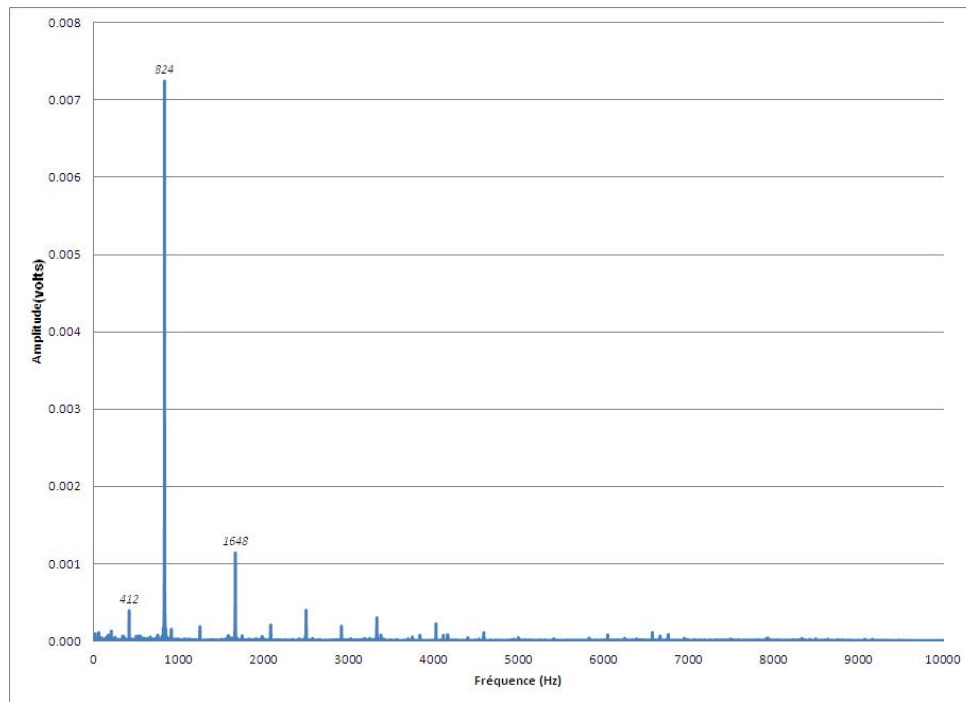


Figure 5-26: Spectre de fréquences de la condition 5.2

Une fois de plus, le spectre fréquentiel témoigne de l'efficacité de cette méthode à ramener l'action de coupe instable dans le domaine de la stabilité. Sur le spectre, la fréquence de passage de dent de 824 Hz, qui était auparavant la fréquence de *chatter*, est clairement la dominante. On y aperçoit également sa première harmonique à 1648 Hz ainsi que la fréquence de rotation de 412 Hz à très faible amplitude. Aucun signe de *chatter* n'est visible.

5.4.4 Test no. 4

Un dernier outil est utilisé pour démontrer l'efficacité de la solution. Il s'agit de l'outil no 6 muni de deux dents et d'un diamètre de 1.260". Il est caractérisé par trois modes vibratoires tels qu'illustrés à la figure 5-27. Le mode dominant se trouve à 803 Hz alors que les deux autres sont de petits modes situés à 2480 Hz ainsi que 3240 Hz.

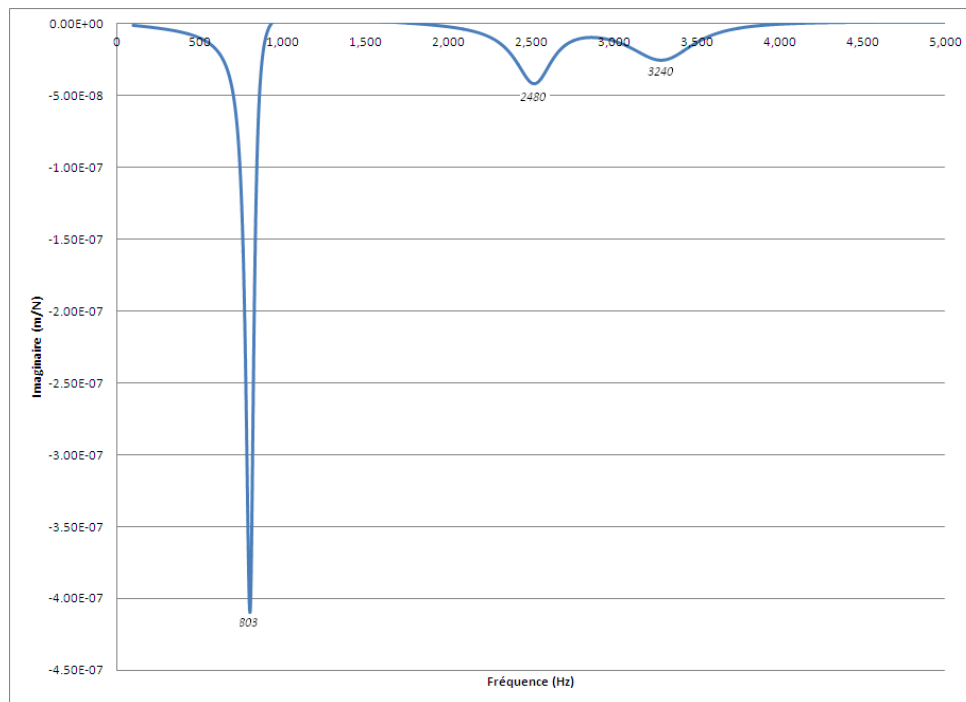


Figure 5-27: Fonction de transfert selon l'axe X de l'outil 6

La condition de coupe 6.1 se détaille comme suit :

- Vitesse de rotation de 16 100 RPM (fréquence de passage de dent à 537 Hz)
- Vitesse d'avance de 320 po/min
- Profondeur de coupe de 0.500''
- Largeur de coupe de 0.900''

L'usinage avec ces conditions a généré le spectre fréquentiel de la figure 5-28. On y observe que malgré que la fréquence dominante est la fréquence de passage de dent de 536 Hz, une fréquence de *chatter* ayant une amplitude égale à 95% de celle de la fréquence dominante est présente à 707 Hz. L'autre fréquence significative visible est la première harmonique de la fréquence de passage de dent à 1072 Hz.

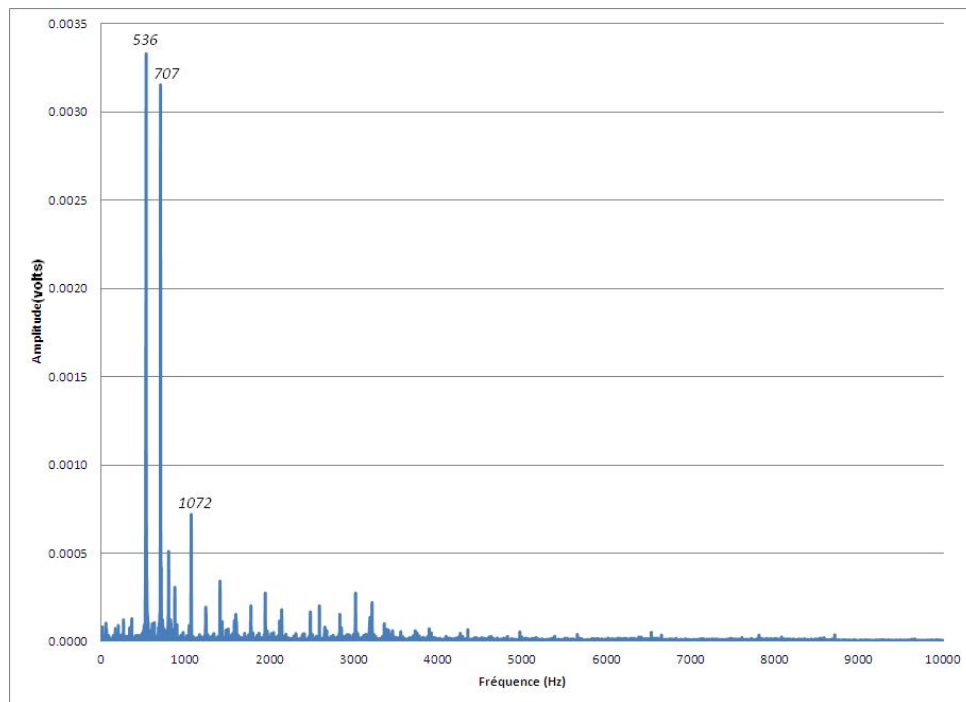


Figure 5-28: Spectre de fréquences de la condition 6.1

Les nouvelles vitesses seront donc calculées pour éliminer le *chatter* de 707 Hz.

$$k = \frac{707}{536} = 1.32 \rightarrow 1$$

$$n = \frac{707}{(1+1) \times 2} = 176.8 \text{ Hz} \rightarrow 10605 \text{ RPM}$$

Étant donné que la nouvelle vitesse de rotation est assez faible, nous allons, similairement à la condition 5.2, réduire k de 1 et utiliser une valeur égale à zéro pour trouver une vitesse de rotation plus adéquate et calculer l'épaisseur du copeau h ainsi que la nouvelle vitesse d'avance F . Les paramètres de la condition 6.2 sont donc :

$$n = \frac{707}{(0+1) \times 2} = 353.5 \text{ Hz} \rightarrow 21210 \text{ RPM} \approx 21200 \text{ RPM}$$

$$h = \frac{320}{16100 \times 2} = 0.010 \text{ po}$$

$$F = 21200 \times 2 \times 0.010 \approx 425 \text{ po/min}$$

En observant le spectre de la figure 5-29, on constate que l'usinage est devenu stable et qu'aucun signe de *chatter* n'est visible. La fréquence dominante de 707 Hz correspond à la fréquence de passage de dent, 1413 Hz représente sa première harmonique, 2120 Hz la deuxième harmonique et finalement la troisième harmonique de 2827 Hz. Ainsi, la méthode d'ajustement s'applique encore une fois très bien pour ce quatrième outil.

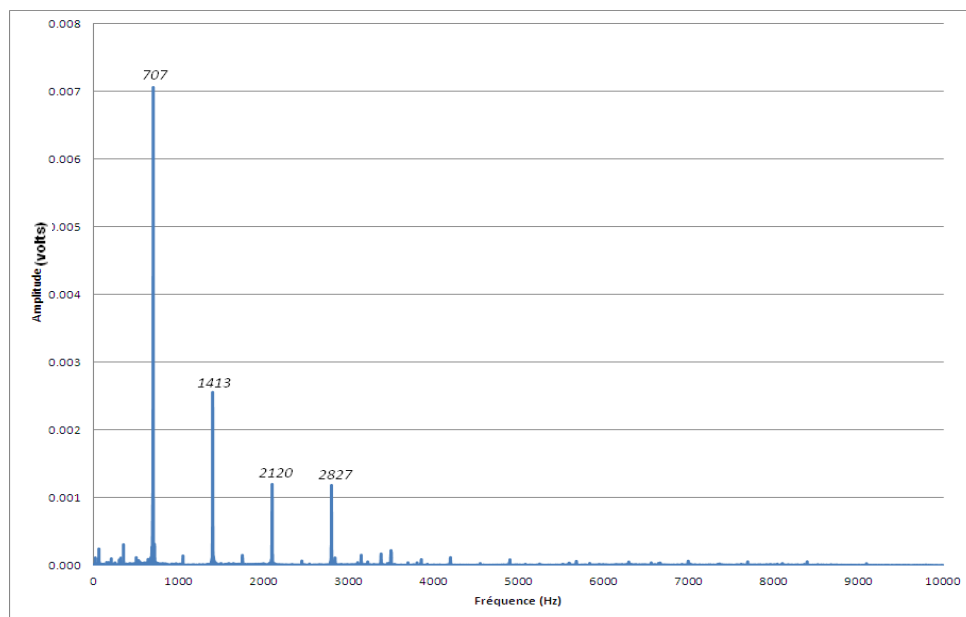


Figure 5-29: Spectre de fréquences de la condition 6.2

Pour conclure l'analyse des résultats expérimentaux, le tableau suivant présente un récapitulatif des tests effectués dans la phase 2.

Tableau 5.5. Sommaire des tests de la phase 2

Condition	No. d'outil	Nb. de dent	Largeur de coupe (po)	Profondeur de coupe (po)	Vitesse de rotation (RPM)	Vitesse d'avance (po/min)	Observations
3.1	3	2	0.680	0.120	27000	220	<i>Chatter à 692 Hz</i>
3.2					20750	170	<i>Aucun chatter</i>
4.1	4	3	0.300	0.090	28000	400	<i>Chatter à 6388 Hz</i>
4.2					25500	370	<i>Chatter non significatif</i>
5.1	5	2	0.225	0.700	20000	350	<i>Chatter à 824 Hz</i>
5.2					24720	430	<i>Aucun chatter</i>
6.1	6	2	0.900	0.500	16100	320	<i>Chatter à 707 Hz</i>
6.2					21200	425	<i>Aucun chatter</i>

On observe que pour les deux premiers outils, soit l'outil 3 et l'outil 4, les nouvelles vitesses calculées engendrent une réduction du taux d'enlèvement de matière alors que pour les outils 5 et 6, une augmentation de productivité à lieu. Le choix du facteur k impacte directement cet élément.

CONCLUSION

La principale limitation de l'usinage à grande vitesse discutée en détail dans cette étude est l'instabilité dynamique pouvant être générée par l'outil de coupe, la matière usinée ou la structure de la MOCN. Malgré que beaucoup de recherches dans ce domaine dans les deux dernières décennies aient permis une bonne compréhension du phénomène de *chatter*, peu de solutions directement applicables en milieu industriel sont disponibles pour contrer ce problème. Une pratique courante est la technique de l'analyse modale permettant d'obtenir le graphique des lobes de stabilité. À l'aide de tests d'impact et de mesure du déplacement du bout de l'outil résultant, la fonction de transfert de la structure O-PO-B à l'interface entre l'outil de coupe et le matériau est déterminée. Suite à cela, un logiciel de simulation permet la génération de graphiques permettant d'obtenir pour chaque outil de coupe une combinaison de vitesse de rotation et profondeur de coupe dynamiquement stable et optimale. Cependant, les limitations de cette technique furent discutées :

- Méthode exhaustive en termes de temps et d'argent lorsque la MOCN contient beaucoup d'outils de coupe;
- La variation de la dynamique de la machine dans le temps mène à une variation de la forme des lobes de stabilité;
- La différence dynamique entre des machines identiques peut mener à une instabilité variable entre les machines pour les mêmes conditions d'usinage.

Ainsi, l'étude présentée dans ce mémoire a permis le développement d'une technique d'élimination du *chatter* en usinage applicable en milieu industriel. L'ajout d'un microphone comme capteur dans l'environnement de la machine ainsi que des algorithmes d'acquisition et de traitement de données combinés avec une bonne compréhension de la nature du *chatter* permettent de créer une boucle de retour d'information au contrôleur de la machine afin de garder l'action de coupe dans le domaine de la stabilité dynamique. La figure 5-30 illustre la boucle de contrôle.

Les résultats obtenus lors des expérimentations ont démontré l'efficacité de cette méthode à obtenir une action de couple stable sans vibration. Une vaste variété de diamètres d'outils de fraisage fut utilisée pour les tests, mais en restant dans des conditions de coupe d'ébauche uniquement. Ainsi, pour l'instant, l'applicabilité de la solution n'a pas encore été démontrée pour des conditions de finition et devrait faire partie d'une étude future. De plus, d'autres essais seront nécessaires en utilisant des parcours d'usinage plus complexes afin de simuler le plus possible des conditions d'usinage de production. Par exemple, l'utilisation de parcours cinq axes au lieu d'uniquement trois axes, des changements de direction au lieu de coupe en lignes droites ainsi que des variations au niveau de la largeur de coupe seraient des éléments à intégrer dans une étude future. Aussi, la boucle de contrôle en temps réel devra également être mise à l'épreuve à l'aide de parcours d'usinage plus complexes et en continue. Finalement, les limitations de cette étude devront être validées en effectuant des essais sur différents types de matériaux tels l'acier ou le titane. Ce raffinement permettra d'obtenir un code de contrôle plus robuste et plus facilement industrialisable.

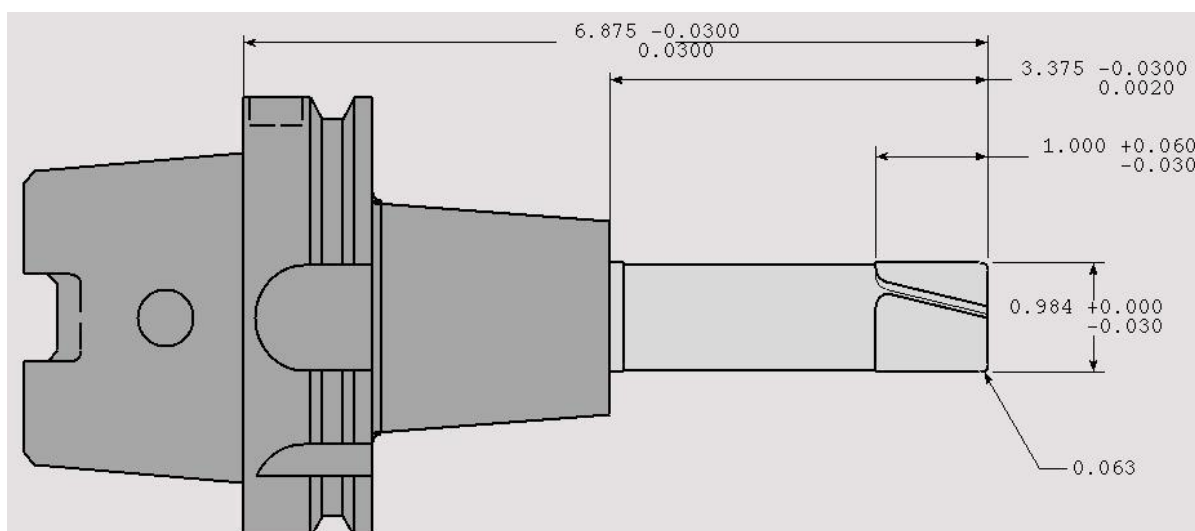
RÉFÉRENCES

- [1] T. Delio, J. Tlustý et S. Smith, "Use of audio signals for chatter detection and control," *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol. 114, no. 2, pp. 146-157, 1992
- [2] Y.S. Tarng et T.C. Li, "The change of spindle speed for the avoidance of chatter in end milling," *Journal of materials processing technology*, vol. 41, no.2, pp. 227-236, 1994
- [3] Y. Altintas et P.K. Chan, "In-process detection and suppression of chatter in milling," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 32, no. 3, pp. 329-347, 1992
- [4] Y.S. Liao et Y.C. Young, "A new on-line spindle speed regulation strategy for chatter control," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 36, no. 5, pp. 651-660, 1996
- [5] E. Soliman et F. Ismail, "A control system for chatter avoidance by ramping the spindle speed," *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol.120, no.4, pp. 674-683, 1998
- [6] T. L. Schmitz, K. Medicus et B. Dutterer, "Exploring once-per-revolution audio signal variance as a chatter indicator," *Machining science and technology*, vol. 6, no. 2, pp. 215-233, 2002
- [7] M. Liang, T. Yeap et A. Hermansyah, "A fuzzy system for chatter suppression in end milling," *Journal of Engineering Manufacture*, vol. 218, no. 4, pp. 403-417, 2004
- [8] F. Ismail et R. Ziaei, "Chatter suppression in five-axis machining of flexible parts," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 42, no. 1, pp. 115-122, 2002
- [9] Y. Altintas et E. Budak, "Analytical prediction of stability lobes in milling," *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, vol. 44, no. 1, pp. 357-362, 1995
- [10] E. Al-Regib, J. Ni et S.H. Lee, "Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 43, no. 12, pp. 1229-1240, 2003
- [11] Y. Altintas, *Manufacturing automation*, Royaume-Uni: Cambridge University Press, 2000

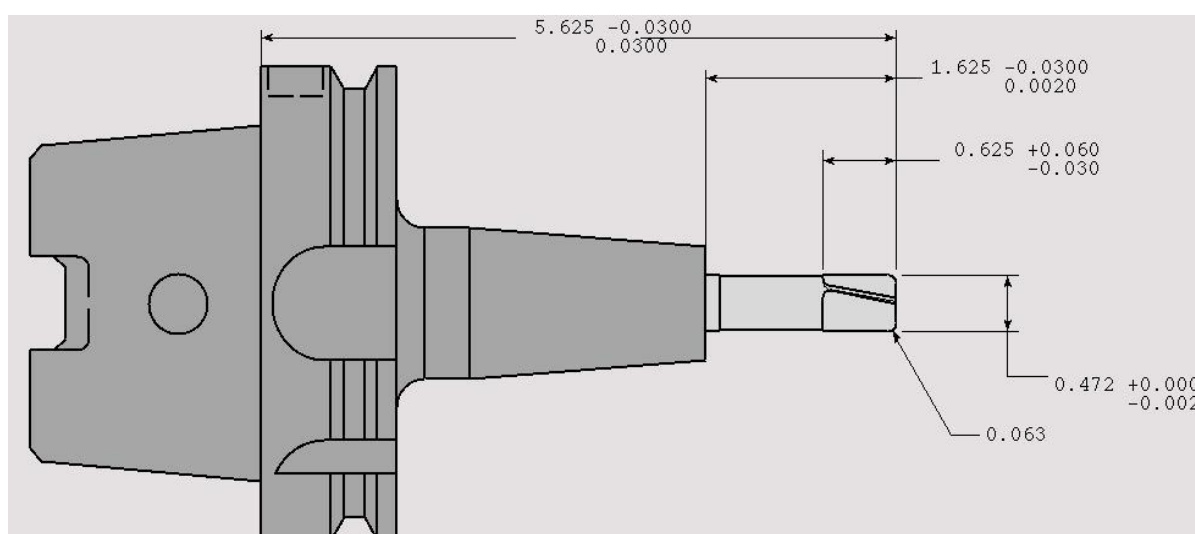
- [12] V. Gagnol, B.C. Bouzgarrou, P. Ray et C. Barra, "Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 47, no. 12, pp. 1229-1240, 2007
- [13] M. Frigo et S.G. Johnson, "Features," *FFTW Home page*. [En ligne]. Disponible : <http://www.fftw.org>. [Consulté le 2 avril 2012].
- [14] Y.S. Tarng et E.C. Lee, "A critical investigation of the phase shift between the inner and outer modulation for the control of machine tool chatter," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 37, no. 12, pp. 1661-1672, 1997
- [15] Y.S. Tarng, Y.W. Hsieh et T.C. Li, "Automatic selection of spindle speed for suppression of regenerative chatter in turning," *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 11, no. 1, pp. 12-17, 1996
- [16] S. Engin et Y. Altintas, "Generalized modeling of milling mechanics and dynamics: Part 1 helical end mills," in *1999 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition Symposium, Machining Science and Technology*, 1999. [En ligne]. Disponible: http://www.malinc.com/pdf/GeneralTool_Endmill.pdf. [Consulté le 4 octobre 2012].

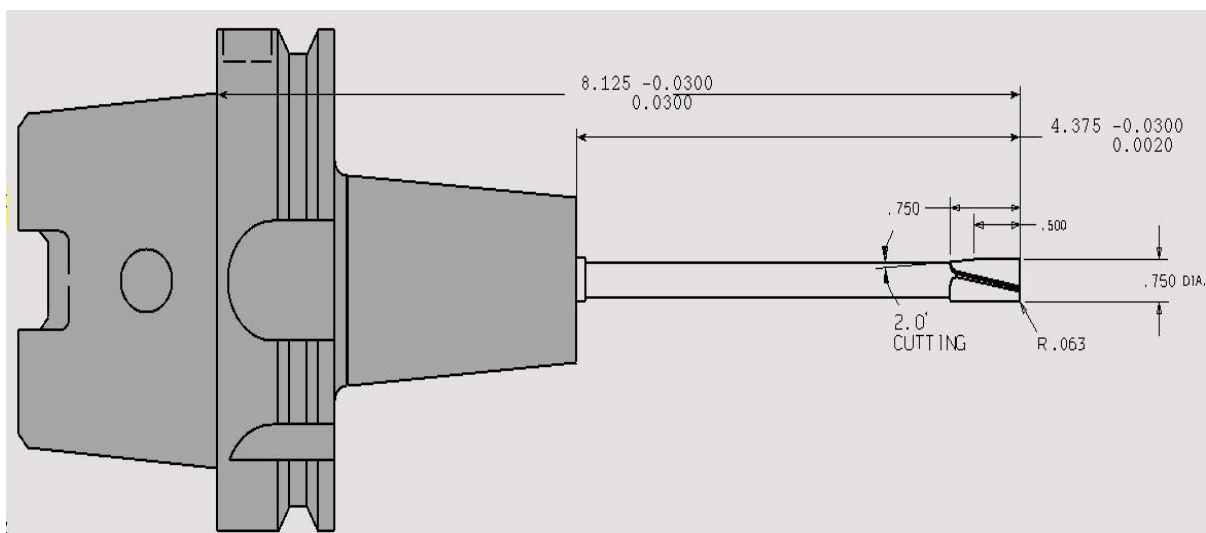
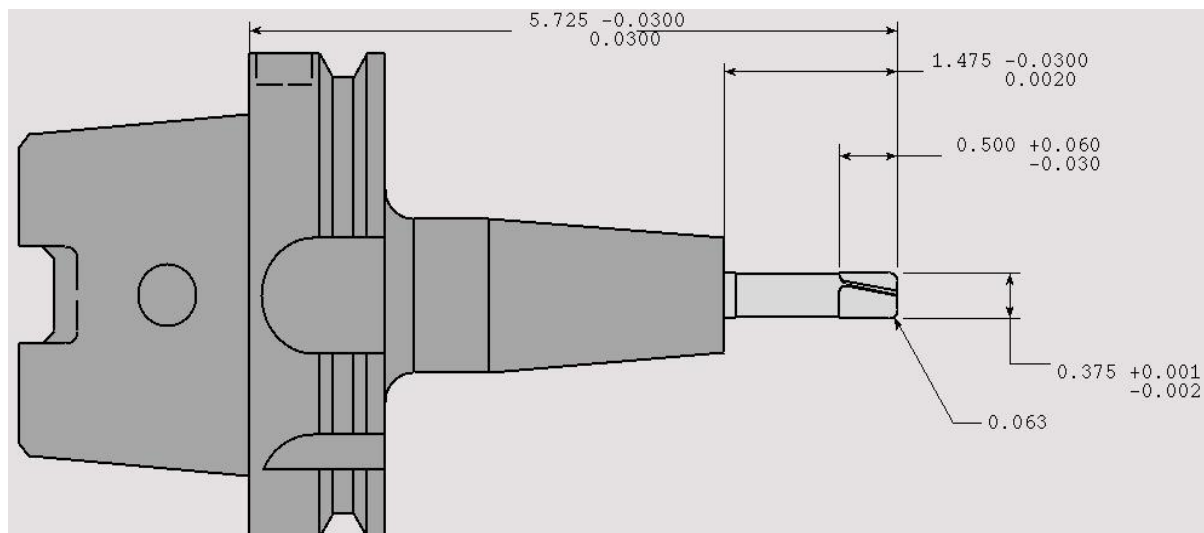
ANNEXE 1 – Représentations graphique des outils de coupe

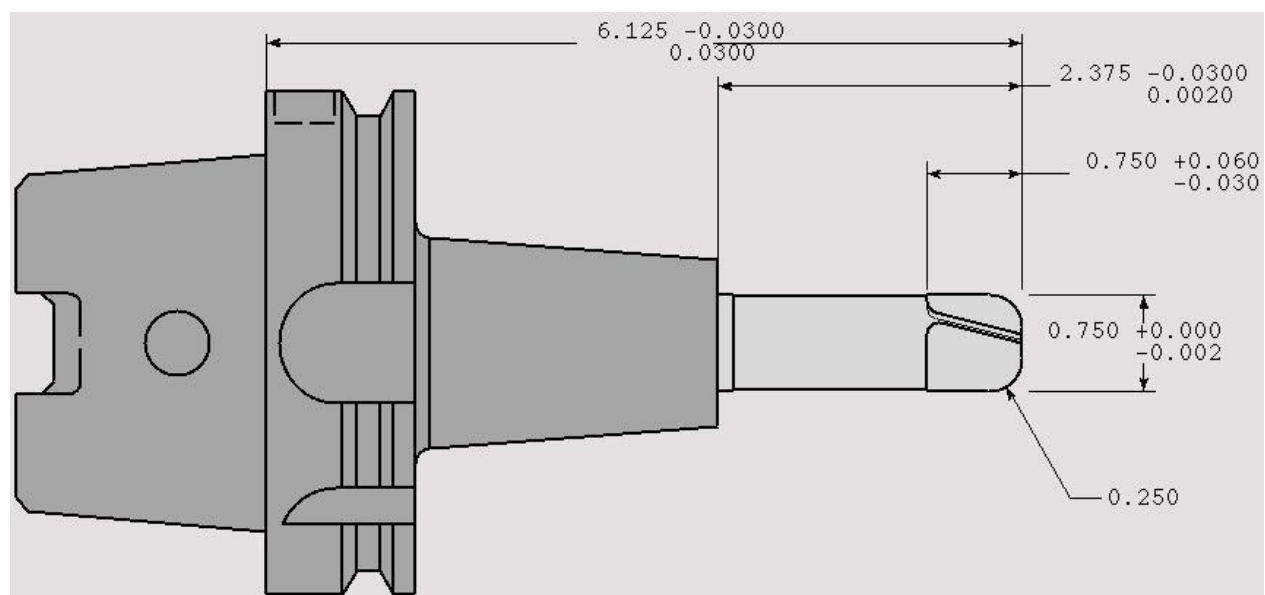
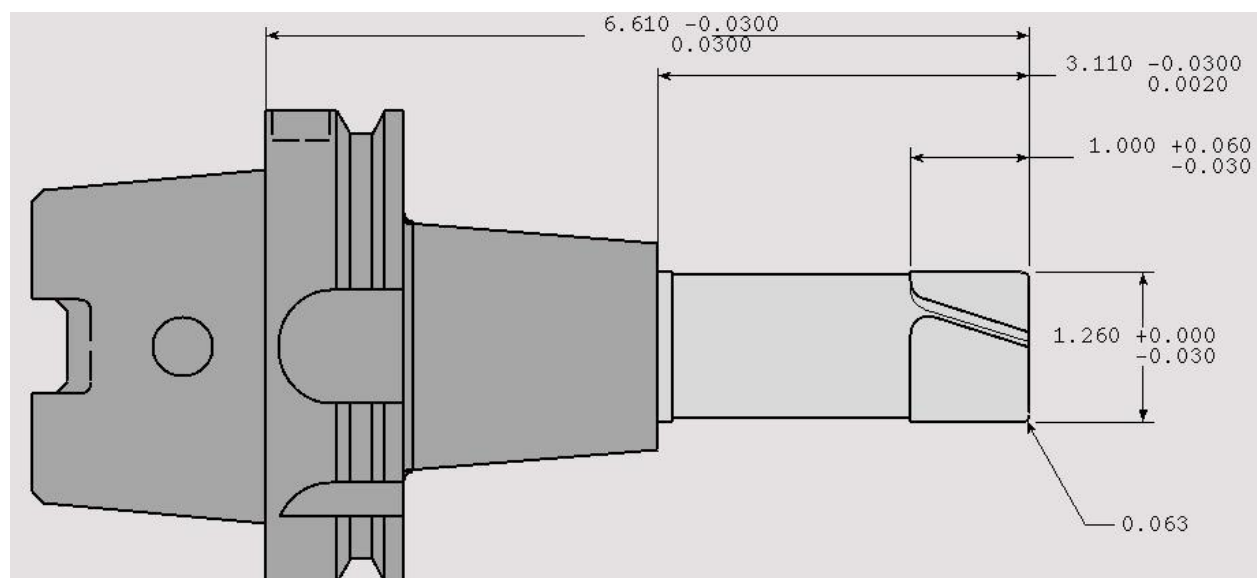
Outil no.1

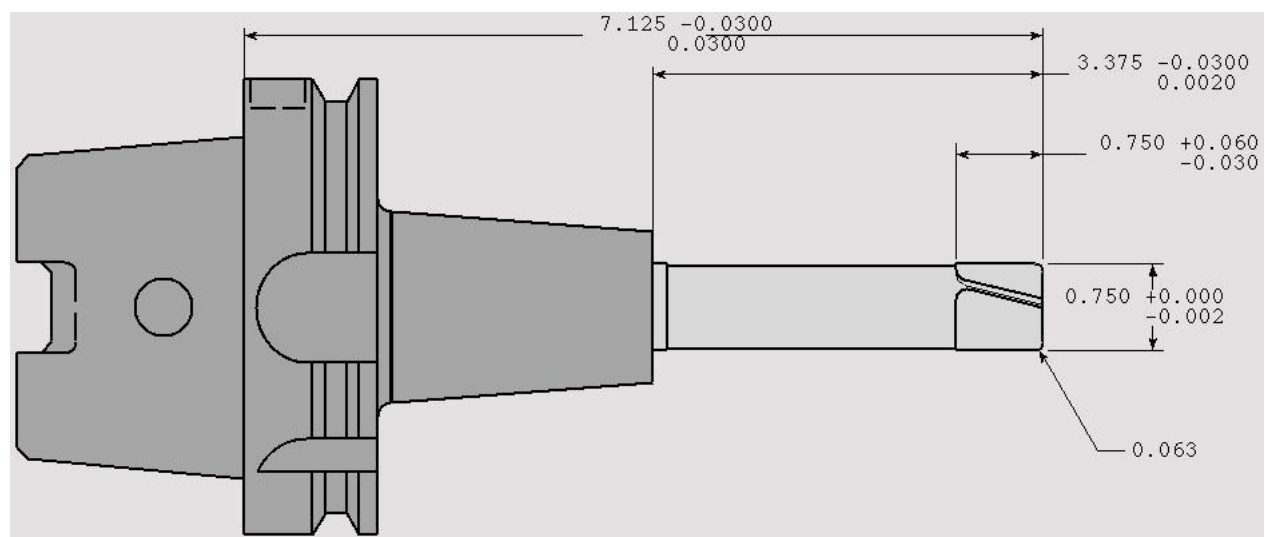
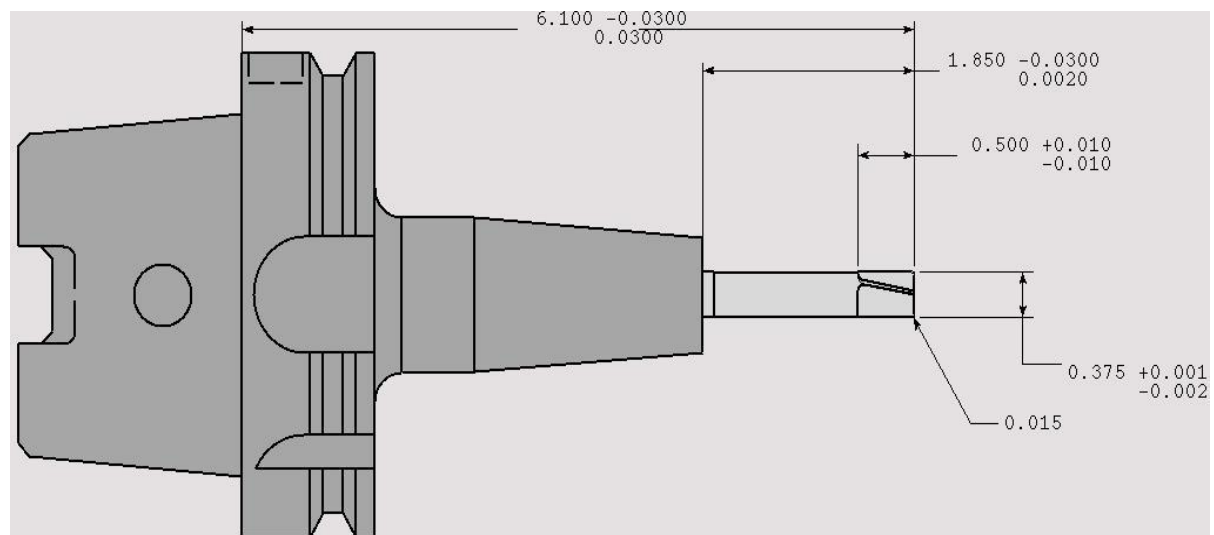


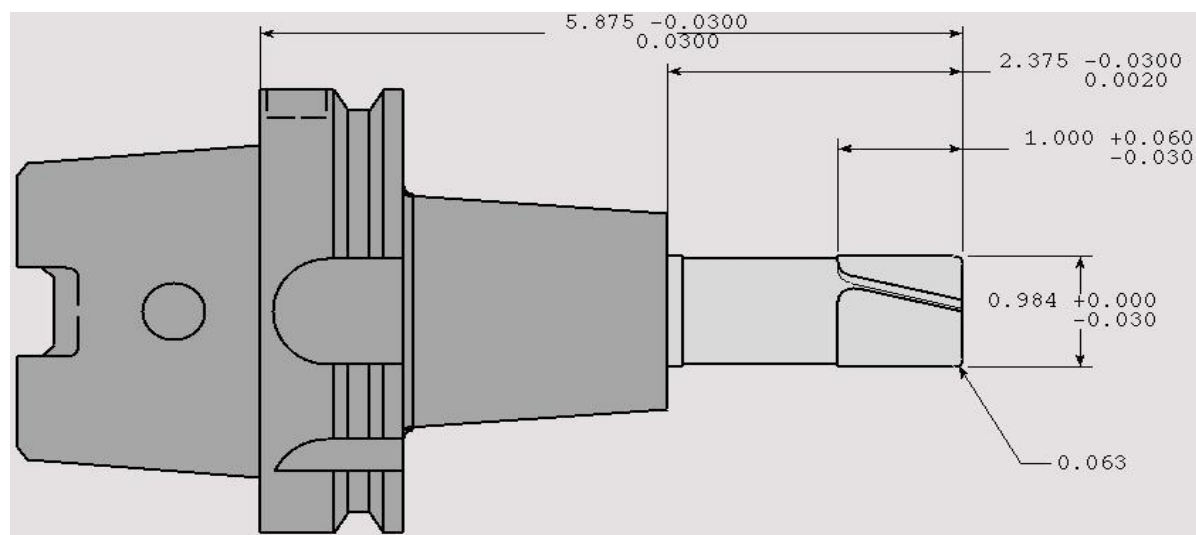
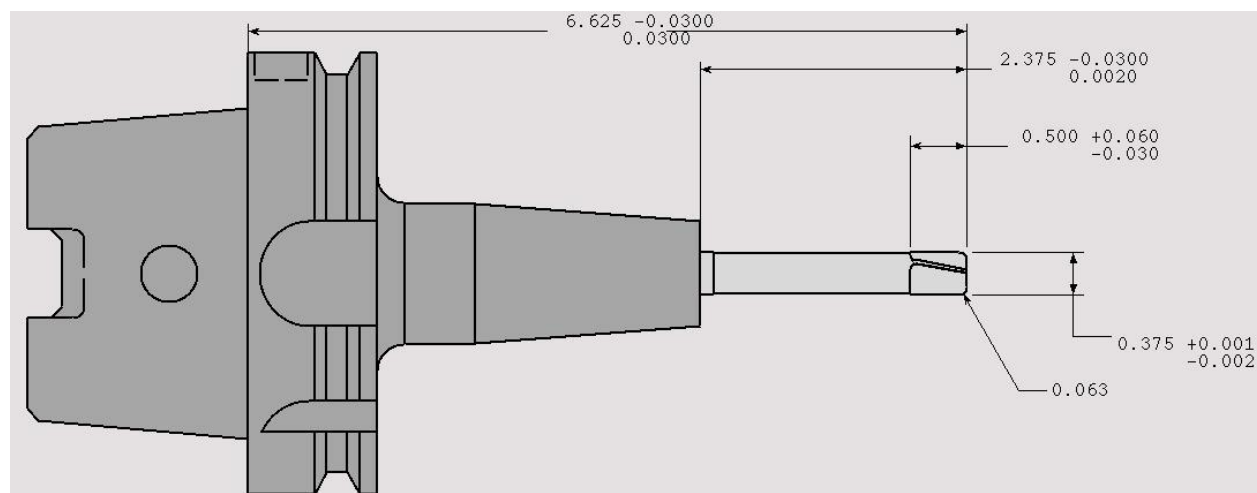
Outil no.2

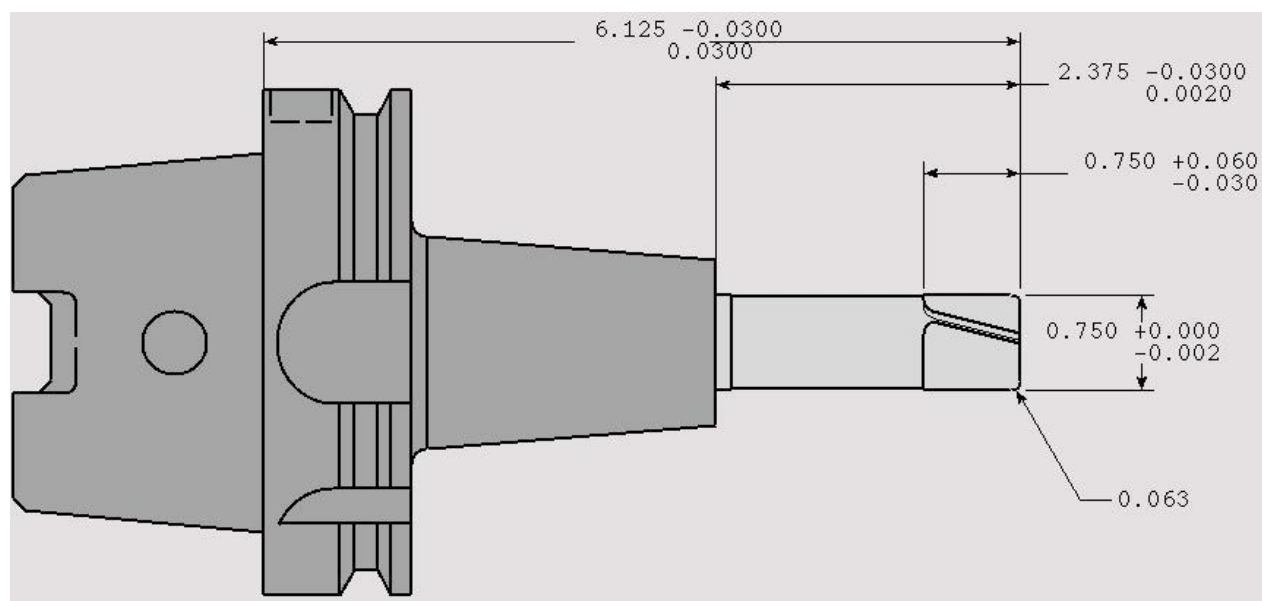
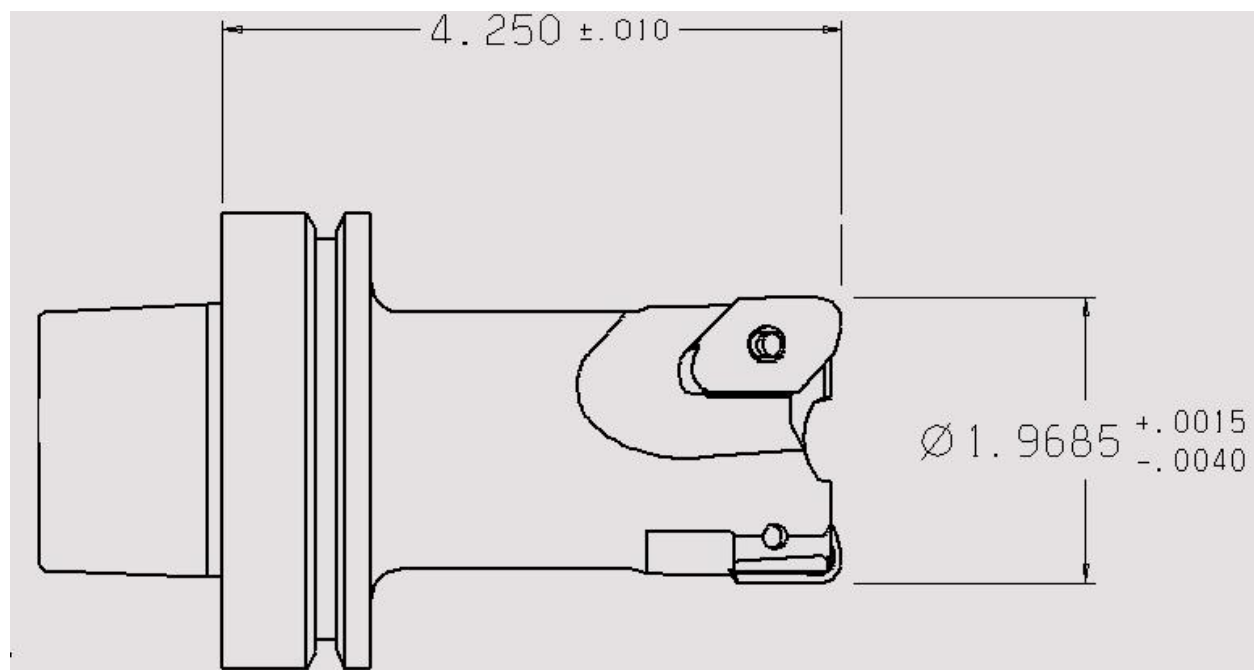


Outil no.3Outil no.4

Outil no.5Outil no.6

Outil no.7Outil no.8

Outil no.9Outil no.10

Outil no.11Outil no.12

ANNEXE 2 – Sommaire de tous les essais effectués

Test no.	No. d'outil	Largeur de coupe (po)	Profondeur de coupe (po)	Vitesse de rotation (RPM)	Vitesse d'avance (po/min)	Opération	Notes
1	1	0.978	0.200	30000	540	Ébauche	Aucun chatter
2	1	0.978	0.200	30000	360	Ébauche	Fréquence de chatter 706 Hz
3	1	0.978	0.200	33000	540	Ébauche	Fréquence de chatter 734 Hz
4	1	0.785	0.250	33000	540	Ébauche	Aucun chatter
5	1	0.785	0.250	30000	540	Ébauche	Aucun chatter
6	2	0.472	0.200	24700	250	Ébauche	Aucun chatter
7	2	0.472	0.200	22000	250	Ébauche	Aucun chatter
8	2	0.472	0.200	20000	250	Ébauche	Fréquence de chatter 3135 Hz
9	2	0.375	0.300	24700	250	Ébauche	Aucun chatter
10	2	0.375	0.300	27000	250	Ébauche	Fréquence de chatter 3177 Hz
11	3	0.680	0.080	22000	220	Ébauche	Aucun chatter
12	3	0.680	0.100	24000	220	Ébauche	Aucun chatter
13	3	0.680	0.120	20750	170	Ébauche	Aucun chatter
14	3	0.680	0.120	27000	220	Ébauche	Fréquence de chatter 692 Hz
15	3	0.680	0.100	22000	220	Ébauche	Aucun chatter
16	3	0.680	0.120	22000	220	Ébauche	Aucun chatter
17	4	0.300	0.090	31000	400	Ébauche	Aucun chatter
18	4	0.300	0.090	33000	400	Ébauche	Aucun chatter
19	4	0.300	0.090	15000	225	Ébauche	Aucun chatter
20	4	0.300	0.090	20000	300	Ébauche	Fréquence de chatter 3222 Hz
21	4	0.300	0.090	25550	370	Ébauche	Aucun chatter
22	4	0.300	0.090	28000	400	Ébauche	Fréquence de chatter 6388 Hz
23	5	0.225	0.700	23000	400	Ébauche	Aucun chatter
24	5	0.225	0.700	30000	400	Ébauche	Aucun chatter
25	5	0.225	0.700	20000	350	Ébauche	Fréquence de chatter 824 Hz
26	5	0.225	0.700	27000	450	Ébauche	Aucun chatter
27	5	0.225	0.700	24720	430	Ébauche	Aucun chatter
28	5	0.225	0.700	33000	450	Ébauche	Aucun chatter
29	6	0.900	0.300	28000	420	Ébauche	Aucun chatter
30	6	0.900	0.300	24500	420	Ébauche	Aucun chatter
31	6	0.900	0.450	19330	280	Ébauche	Aucun chatter
32	6	0.900	0.300	26500	420	Ébauche	Aucun chatter
33	6	0.900	0.300	26500	420	Ébauche	Aucun chatter
34	6	0.900	0.300	23000	375	Ébauche	Aucun chatter
35	6	0.900	0.500	29000	420	Ébauche	Aucun chatter
36	6	0.900	0.350	26500	420	Ébauche	Aucun chatter
37	6	0.900	0.375	26500	420	Ébauche	Aucun chatter

38	6	0.900	0.500	28000	420	Ébauche	Aucun chatter
39	6	0.900	0.500	21200	425	Ébauche	Aucun chatter
40	6	0.900	0.425	26500	420	Ébauche	Aucun chatter
41	6	0.900	0.500	29000	420	Ébauche	Fréquence de chatter 671 Hz
42	6	0.900	0.500	26500	420	Ébauche	Aucun chatter
43	6	0.900	0.500	16100	320	Ébauche	Fréquence de chatter 707 Hz
44	7	0.500	0.150	23000	350	Ébauche	Aucun chatter
45	7	0.500	0.150	26500	350	Ébauche	Aucun chatter
46	7	0.500	0.150	28500	350	Ébauche	Aucun chatter
47	7	0.500	0.150	24500	350	Ébauche	Aucun chatter
48	7	0.750	0.150	28500	260	Ébauche	Aucun chatter
49	7	0.750	0.150	26500	260	Ébauche	Aucun chatter
50	7	0.750	0.150	25000	260	Ébauche	Aucun chatter
51	7	0.750	0.150	31500	260	Ébauche	Aucun chatter
52	7	0.750	0.150	33000	260	Ébauche	Aucun chatter
53	7	0.500	0.150	31500	350	Ébauche	Aucun chatter
54	8	0.280	0.150	23000	300	Ébauche	Aucun chatter
55	8	0.280	0.150	25000	300	Ébauche	Aucun chatter
56	8	0.280	0.150	27000	325	Ébauche	Aucun chatter
57	8	0.280	0.150	31000	370	Ébauche	Aucun chatter
58	8	0.280	0.175	27000	325	Ébauche	Aucun chatter
59	8	0.280	0.175	29000	350	Ébauche	Aucun chatter
60	8	0.280	0.200	29000	350	Ébauche	Aucun chatter
61	8	0.280	0.250	29000	350	Ébauche	Aucun chatter
62	8	0.280	0.300	29000	350	Ébauche	Aucun chatter
63	8	0.280	0.350	29000	350	Ébauche	Aucun chatter
64	8	0.280	0.400	17000	250	Ébauche	Aucun chatter
65	8	0.280	0.400	20000	270	Ébauche	Aucun chatter
66	8	0.280	0.400	29000	350	Ébauche	Aucun chatter
67	9	0.780	0.300	27500	550	Ébauche	Aucun chatter
68	9	0.780	0.300	25000	500	Ébauche	Aucun chatter
69	9	0.780	0.300	21000	420	Ébauche	Aucun chatter
70	9	0.780	0.300	31500	630	Ébauche	Aucun chatter
71	9	0.780	0.300	23000	460	Ébauche	Aucun chatter
72	9	0.780	0.300	33000	660	Ébauche	Aucun chatter
73	9	0.780	0.350	19000	380	Ébauche	Aucun chatter
74	9	0.780	0.350	33000	660	Ébauche	Aucun chatter
75	9	0.780	0.350	23000	460	Ébauche	Aucun chatter
76	9	0.780	0.300	29500	590	Ébauche	Aucun chatter
77	9	0.780	0.400	33000	660	Ébauche	Outil brisé, mauvais enregistrement
78	9	0.785	0.300	30000	600	Ébauche	Aucun chatter

79	9	0.785	0.300	33000	660	Ébauche	Aucun chatter
80	10	0.100	0.125	19000	250	Ébauche	Aucun chatter
81	10	0.100	0.125	20120	240	Ébauche	Aucun chatter
82	10	0.100	0.125	17000	225	Ébauche	Fréquence de chatter 2161 Hz
83	11	0.600	0.220	19000	305	Ébauche	Aucun chatter
84	11	0.600	0.220	22500	360	Ébauche	Aucun chatter
85	11	0.600	0.220	27000	430	Ébauche	Aucun chatter
86	11	0.600	0.220	24000	385	Ébauche	Aucun chatter
87	11	0.600	0.220	30000	480	Ébauche	Aucun chatter
88	11	0.600	0.220	33000	530	Ébauche	Aucun chatter
89	11	0.750	0.250	24000	385	Ébauche	Aucun chatter
90	11	0.750	0.250	29000	455	Ébauche	Aucun chatter
91	11	0.750	0.300	24000	385	Ébauche	Aucun chatter
92	11	0.750	0.350	26000	420	Ébauche	Aucun chatter
93	11	0.750	0.350	24000	385	Ébauche	Aucun chatter
94	12	1.250	0.200	16000	500	Ébauche	Aucun chatter
95	12	1.250	0.200	18000	540	Ébauche	Aucun chatter
96	12	1.250	0.200	20000	540	Ébauche	Aucun chatter
97	12	1.250	0.200	22000	540	Ébauche	Aucun chatter
98	12	1.250	0.200	24000	540	Ébauche	Aucun chatter
99	12	1.250	0.200	26000	540	Ébauche	Aucun chatter
100	12	1.250	0.200	27000	540	Ébauche	Aucun chatter
101	12	1.000	0.200	28000	540	Ébauche	Aucun chatter